

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy



Manipulátor ISO kontejnerů s točnicí

Manipulator of ISO Containers with an Axial Rotation

Student:

Bc. Jiří Bobok

Vedoucí práce:

doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Bobok**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem
Téma: Manipulátor ISO kontejnerů s točnicí
Manipulator of ISO Containers with an Axial Rotation

Zásady pro vypracování:

Navrhněte manipulátor na ISO kontejnery, zavěšený na jeřábu čtyřmi lanovými kladkami, uložený v horním rámu manipulátoru. Horní statický rám je opatřen elektrickým otočným mechanismem s velkorozměrovým ložiskem s vnějším ozubením. Vůči otoči je mechanicky uchycen hlavní rám s otočnými zámky v rozích, kterými je manipulováno s 20" kontejnerem (otáčení zámků řešíte pomocí dvou elektromotorů s převodovkou, každý z nich ovládající vždy dva zámky. Motory jsou umístěny uprostřed spojujících nosníků a jsou ovládány pomocí táhel).

K manipulaci se 40" kontejnery slouží adaptér, na který se manipulátor nasadí a zamknou se všechny zámky. Poté se odpojí konektor od motorů hlavního rámu a připojí se na konektor motorů adaptéru a bude možno ovládat zámky adaptéru.

Adaptér musí být navrhnout pro venkovní teplotu -40°C až $+40^{\circ}\text{C}$.

Hlavní parametry: nosnost břemene 40t, typ břemene kontejnery ISO velikost 20" a 40", úhel otáčení 350° , rychlost otočení 20s/ 90° , rychlost uzamčení patek 4s.

1. Zpracujte problematiku současného stavu (řešerši možností) manipulace s 20' a 40' kontejnery a popište jejich výhody a nedostatky.
2. Proveďte návrh manipulátoru v 3D modeláři.
3. Zpracujte návrh pohonu otáčení manipulátoru a návrh pohonu zajišťování patek.
4. návrh točny manipulátoru
5. Zpracujte výkresovou dokumentaci sestavy a vybraných dílů manipulátoru.
6. Proveďte statický výpočet rámu manipulátoru MKP.

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV. Ostrava: ES VŠB TU Ostrava, 2004, 128 str., ISBN 80-248-0537-5.
- 2) Remta, F., Kupka, L.: Jeřáby I.díl. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, Praha, 1974, 645 str., 2. přepracované vydání.
- 3) Remta, F., Kupka, L.: Jeřáby II.díl. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, Praha, 1975, 562 str., 2. přepracované vydání.
- 4) Remta, F., Kupka, L.: Jeřáby III.díl. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, Praha, 196, 410 str.
- 5) Dražan, F., Kupka, L. a kol.: Jeřáby. Technický průvodce 13. Praha: SNTL, Praha 1968.
- 6) Dražan, F., Kupka, L. a kol.: Transportní zařízení. Praha: SNTL, Praha 1966
- 7) Cvekl, Z.: Teorie a stavba zdvihacích strojů – část II. Praha: ČVUT Praha, 1972.
- 8) Cvekl, Z., Janovský, L., Podivínský, V., Talacko, J.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Praha: ČVUT Praha, 1984.

- 9) Příslušné platné normy z oblasti zdvihacích zařízení.
10) Technické a katalogové listy vybraných společností.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014





doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě19.5.2014

.....
podpis studenta

Prohlášení o využití výsledků práce

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít toto dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě19.5.2014



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jiří Bobok

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Havířov - Šumbark

Mládí 1145/24

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BOBOK, J. *Manipulátor ISO kontejnerů s točnicí*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, 56 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem manipulátoru k manipulaci s ISO kontejnery velikosti 20 a 40 stop. Úvod práce je zaměřen na seznámení s ISO kontejnery a jejich základním rozdělením. Další část rešerše je věnována způsobům manipulace s ISO kontejnery a následným aplikacím těchto způsobů v provozu. Následující kapitolou je návrh způsobu otáčení uchopovacích zámků a jejich pohonu. Dále následuje návrh otáčecího mechanismu s výběrem axiálního velkorozměrového ložiska a volbou jeho pohonu. Předposlední kapitola uvádí výpočet rozměrů závěsných kladek. V závěrečné kapitole je proveden pevnostní výpočet 20' a 40' rámu pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je také výkresová dokumentace obsahující sestavný výkres manipulátoru, výkres svařované konstrukce 40' rámu a výrobní výkres uchopovacího zámku.

ABSTRACT OF DIPLOMA THESIS

BOBOK, J. *Manipulator of ISO Containers with an Axial Rotation: Diploma Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transportation, 2014, 56 s. p. Thesis supervisor: doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

This thesis addresses the design of a manipulator for handling ISO containers of sizes 20 and 40 feet. The introduction of thesis focuses on presentation of ISO containers and their basic division. The consequent part of research is devoted to methods of handling ISO containers and subsequent applications of these methods in operation. The following chapter is a proposal of the gripper lock rotation and powered mechanisms. Furthermore, a proposal of the rotating mechanism with a selection of bulky thrust bearing and the choice of its power follows. Next-to-last chapter presents the calculation of the dimensions of suspension rollers. In the final chapter, strength calculation of 20 feet and over 40 feet frame using the finite element method is provided. This study also includes drawings containing the plan of the manipulator, drawing 40' frame welded construction and manufacturing drawing gripper lock.

Obsah

Přehled použitých značek	8
1. Úvod	11
2. ISO kontejnery	12
2.1 Značení a rozměry ISO kontejnerů	12
2.2 Konstrukce ISO kontejnerů řady 1	13
2.3 Vliv konstrukce a přepravovaného materiálu na manipulaci	15
3. Manipulace s ISO kontejnery řady 1	16
3.1 Možnosti manipulace s 20' a 40' ISO kontejnery	17
3.1.1 Lanové a řetězové závěsy	17
3.1.2 Závěsné rámy – spreadery	18
3.2 Porovnání a zhodnocení způsobů manipulace s ISO kontejnery	21
3.3 Aplikace způsobů manipulace s 20' a 40' ISO kontejnery	21
3.3.1 Pobřežní a přístavní jeřáby	22
3.3.2 Stohovací portálové jeřáby	23
3.3.3 Reachstackery	23
3.3.4 Obkročné portálové nosiče	24
3.3.5 Vysokozdvížná vozidla	25
3.3.6 Boční překladače kontejnerů	26
4. Návrh rozměrů manipulátoru a volba materiálů	27
4.1 Volba materiálů použitých při návrhu manipulátoru	28
5. Návrh zamykacího mechanismu manipulátoru	29
5.1 Zamykací mechanismus	29
5.2 Výpočet parametrů pohonu	30
5.2.1 Úhlová rychlost otáčení zámku	31
5.2.2 Rychlost vysouvání pístu	31
5.2.3 Délka vysunutí pístu	31

5.2.4	Síla potřebná k otáčení zámku	32
5.3	Volba pohonu zámků	33
6.	Návrh otáčecího mechanismu manipulátoru	35
6.1	Volba ložiska otáčecího mechanismu	35
6.1.1	Zatížení ložiska	36
6.1.2	Kontrola zvoleného ložiska	37
6.2	Volba pohonu otáčecího mechanismu	39
6.2.1	Otáčky ložiska	39
6.2.2	Výpočet momentu pasivních odporů	40
6.2.3	Vypočet parametrů pohonu otoče	41
6.2.4	Volba motoru s převodovkou	42
6.2.5	Výpočet celkového převodového poměru	43
6.3	Výpočet doby rozběhu motoru	43
6.3.1	Moment inerních hmot rotujících kolem osy manipulátoru	44
6.3.2	Moment inerních hmot rotujících kolem osy motoru	45
7.	Návrh rozměrů závěsných kladek	46
8.	Statická kontrola 20' a 40' rámu pomocí MKP	48
9.	Závěr	50
	Seznam použitých zdrojů	53
	Seznam výkresové dokumentace	56

Přehled použitých značek

b	Hloubka drážky kladky	[m]
d_L	Roztečný průměr valivých tělísek	[m]
d_{ln}	Průměr lana	[m]
d_{t1}	Malý průměr třecí plochy	[m]
d_{t2}	Velký průměr třecí plochy	[m]
f_a	Aplikační faktor	[-]
f_t	Součinitel tření	[-]
g	Tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
i	Převodový poměr	[-]
i_c	Celkový převodový poměr	[-]
i_{oz}	Převodový poměr ozubení ložiska a pastorku	[-]
i_p	Převodový poměr převodovky	[-]
l_k	Délka 40'kontejneru velikosti AAA	[m]
l_o	Délka oblouku opsanou okem pístu aktuátoru	[m]
l_v	Vyosení os ložiska a kontejneru	[m]
l_{vp}	Délka vysunutí pístu aktuátoru	[m]
m_{ep}	Hmotnost elektropřevodovky	[kg]
m_k	Hmotnost kontejneru	[kg]
m_{man}	Hmotnost manipulátoru	[kg]
m_z	Hmotnost zámku	[kg]
n	Otáčky	[s ⁻¹]
n_2	Potřebné výstupní otáčky z převodovky	[s ⁻¹]
n_{dov}	Dovolené otáčky oběžné dráhy ložiska	[s ⁻¹]
n_m	Jmenovité otáčky motoru	[s ⁻¹]
n_{ol}	Otáčky ložiska	[s ⁻¹]
n_p	Výstupní otáčky z převodovky	[s ⁻¹]
r_v	Rameno vačky	[m]
s_0	Statická bezpečnost	[-]
s_{0s}	Skutečná statická bezpečnost	[-]
$š_k$	Šířka 40'kontejneru velikosti AAA	[m]
t	Čas	[s]
t_{ol}	Čas pootočení manipulátoru	[s]

t_{oz}	Čas otočení zámku	[s]
t_r	Doba rozběhu otáčecího mechanismu	[s]
v_k	Výška 40'kontejneru velikosti AAA	[m]
v_v	Rychlost vysouvání pístu	[m·s ⁻¹]
z_1	Počet zubů pastorku	[-]
z_2	Počet zubů ozubeného věnce ložiska	[-]
C_{0ax}	Statická únosnost ložiska v axiálním směru	[N]
D_k	Průměr dna drážky kladky	[m]
D_{min}	Minimální průměr kladky	[m]
F_{ax}	Axiální síla působící na ložisko	[N]
F_{axe}	Ekvivalentní axiální síla působící na ložisko	[N]
F_{rade}	Ekvivalentní radiální síla působící na ložisko	[N]
F_z	Potřebná axiální síla aktuátoru	[N]
J_k	Moment setrvačnosti kontejneru k ose manipulátoru	[kg·m ²]
J_k'	Moment setrvačnosti kontejneru k ose procházející středem	[kg·m ²]
J_m	Moment setrvačnosti motoru	[kg·m ²]
J_{man}	Moment setrvačnosti manipulátoru	[kg·m ²]
J_p	Moment setrvačnosti převodovky	[kg·m ²]
J_{pas}	Moment setrvačnosti pastorku	[kg·m ²]
M_{br}	Moment brzdy	[N·m]
M_{ir1}	Moment inertních hmot rotujících kolem osy manipulátoru	[N·m]
M_{ir2}	Moment inertních hmot rotujících kolem osy motoru	[N·m]
M_{kl}	Klopný moment působící na ložisko	[N·m]
M_{kle}	Ekvivalentní klopný moment působící na ložisko	[N·m]
M_m	Jmenovitý moment motoru	[N·m]
M_p	Výstupní krouticí moment z převodovky	[N·m]
M_t	Moment pasivních odporů	[N·m]
M_z	Krouticí moment zámku	[N·m]
M_{zab}	Záběrový moment motoru	[N·m]
M_{zt}	Teoretický moment zámku z tření	[N·m]
P	Výkon k překonání pasivních odporů	[W]
P_m	Jmenovitý výkon motoru	[W]
P_p	Potřebný příkon motoru	[W]

R	Poloměr křivosti kladky	[m]
R_1	Reakce v bodě A	[N]
R_2	Reakce v bodě B	[N]
R_e	Mez kluzu oceli	[Pa]
R_m	Mez pevnosti oceli	[Pa]
$R_{stř}$	Střední hodnota reakcí	[N]
α	Součinitel provozu a druhu kladky	[-]
ε	Úhlové zrychlení	[s ⁻²]
η_c	Celková účinnost	[-]
η_{oz}	Účinnost ozubení	[-]
η_p	Účinnost převodovky	[-]
μ	Součinitel valivého odporu	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
φ	Úhlová dráha	[deg]
φ_{ol}	Úhel pootočení manipulátoru	[deg]
φ_{oz}	Úhel otočení zámku	[deg]
ω	Úhlová rychlost	[s ⁻¹]
ω_{ol}	Úhlová rychlost otáčení manipulátoru	[s ⁻¹]
ω_{oz}	Úhlová rychlost otáčení zámku	[s ⁻¹]

1. Úvod

ISO kontejnery jsou využívány v mnoha oblastech lidské činnosti zejména k přepravě zboží mezi dodavateli a zákazníky mnohdy na velké vzdálenosti mezi kontinenty na velkých kontejnerových lodích. Na menší vzdálenosti se také užívá železniční a silniční dopravy. Tyto kontejnery jsou vhodné k přepravě různorodých nákladů od velkých kusových položek až po sypké či tekuté materiály.

Cílem této diplomové práce je provedení návrhu manipulátoru, který slouží ke zdvihání 20' kontejnerů a po připojení nástavného adaptéru může manipulovat i se 40' kontejnery. Manipulátor také umožňuje natáčení kontejneru prostřednictvím otáčecího mechanismu.

Úvod práce je věnován historii vzniku a základní konstrukci ISO kontejnerů s rozdělením jejich nejčastějších konstrukčních provedení. Tato kapitola také uvádí jaký vliv má na manipulaci typ kontejneru a druh nákladu. Další částí práce je souhrn způsobů manipulace s 20' a 40' ISO kontejnery a jejich aplikacím v praxi. Následuje krátká kapitola s popisem hlavních rozměrů manipulátoru a se stručným popsáním konstrukce manipulátoru. V této kapitole jsou také uvedeny materiály použité při návrhu konstrukce rámu a součástí. Další kapitola obsahuje návrh způsobu otáčení uchopovacích zámků s následným výpočtem parametrů a volbou zvoleného způsobu pohonu. Část práce obsahující návrh otáčecího mechanismu začíná volbou a kontrolou velkorozměrového axiálního ložiska s vnějším ozubením, které umožňuje samotné otáčení. Dále jsou zde stanoveny odpory působící při otáčení a potřebné otáčky ložiska, ze kterých pak vychází návrh a zvolení pohonu mechanismu. Po zvolení motoru následuje také výpočet doby rozběhu otoče. Předposlední kapitola se zabývá návrhem kladek, na kterých je manipulátor zavěšen. Práce je pak ukončena částí, kde je provedena kontrola 20' a 40' rámu pomocí metody konečných prvků.

Součástí této diplomové práce je také výkresová dokumentace obsahující sestavný výkres manipulátoru, výkres svařované konstrukce 40' rámu a výrobní výkres uchopovacího zámku.

2. ISO kontejnery

Kontejnery ISO se řadí mezi přepravní jednotky, které jsou určeny především k vnější a dálkové přepravě zboží a surovin pomocí silniční, kolejové, námořní i letecké dopravy.

Přepravní jednotky výrazně usnadňují a urychlují manipulaci s nákladem mezi různými dopravními prostředky a zároveň jej chrání před znehodnocením, povětrnostními vlivy nebo mohou také sloužit k jeho dočasnému uskladnění. Hlavním charakteristickým rysem přepravních jednotek je fakt, že zůstávají přepravními jednotkami, i když jsou prázdné, rozumí se jimi tedy obaly trvalého charakteru, na rozdíl od manipulačních jednotek, které po rozbalení a vyložení zanikají.

Vedle ISO kontejnerů se podle konstrukce, způsobu dopravy a manipulace řadí mezi přepravní jednotky například kontejnery letecké, ACTS a AWILOG.

2.1 Značení a rozměry ISO kontejnerů

V padesátých letech dvacátého století se ve světě rozmohl rozvoj kontejnerizace a tím tedy i vývoj a výroba mezinárodně standardizovaných ISO kontejnerů, především v Evropě a USA. V různých státech vznikly tři konstrukční řady kontejnerů lišících se rozměry a maximální přepravovanou hmotností.

- Kontejnery ISO řady 1 – celková hmotnost 10 až 30 tun.
- Kontejnery ISO řady 2 – celková hmotnost 5 až 7 tun.
- Kontejnery ISO řady 3 – celková hmotnost do 5 tun.

Postupem doby začaly kontejnery řad 2 a 3 (používané v Evropě) ustupovat, především kvůli nekompatibilitě jejich rozměrů se silničními a kolejovými vozy. V současnosti jsou ve světě používány pouze kontejnery ISO řady 1 (dále jen kontejnery ISO 1).

Základní rozměry, rozdělení a brutto hmotnosti (celková hmotnost) kontejnerů ISO 1 uvádí mezinárodní norma ČSN ISO 668. Tato norma rozděluje kontejnery podle délky do pěti skupin, které se označují pomocí velkých písmen A-E. Počet písmen v označení pak udává výšku kontejneru, ta se totiž na rozdíl od jejich šířky (2438 mm) může lišit. Označení a rozměry kontejnerů ISO 1 určených k pozemní a mezikontinentální dopravě:

- E – 45' (13 716 mm),
- A – 40' (12 192 mm),
- B – 30' (9 125 mm),
- C – 20' (6 058 mm),
- D – 10' (2 991 mm).

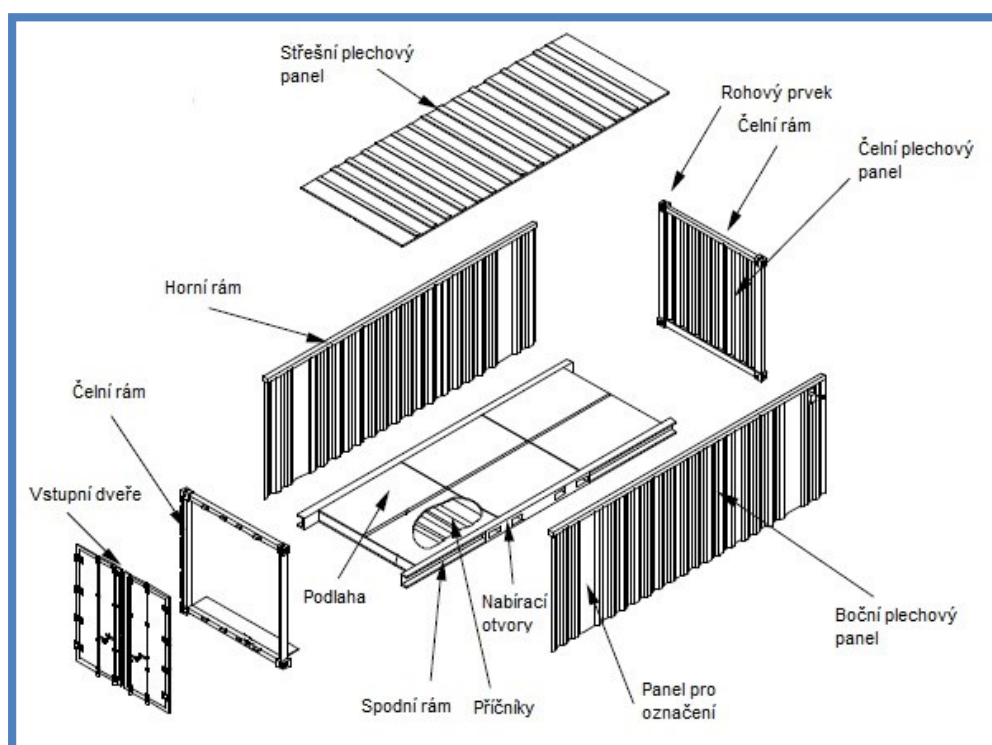
Příklad označení různé výšky kontejneru a vybrané vnější rozměry s brutto hmotnostmi pro 20' a 40' kontejnery ISO 1 uvádí tabulka 2.1.

Tab. 2.1 Vnější rozměry a brutto hmotnosti pro kontejnery ISO 1 dle ČSN ISO 668.

Označení kontejneru	Jmenovitá délka		Výška	Šířka	Maximální brutto hmotnost
	[ft]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
1AAA	40	12 192	2 896	2 438	30 480
1AA			2 591		
1A			2 438		
1AX			< 2 438		
1CC	20	6 058	2 591	2 438	30 480
1C			2 438		
1CX			< 2 438		

2.2 Konstrukce ISO kontejnerů řady 1

Základním prvkem ISO kontejneru je ocelový nosný rám, v jehož všech rozích se nacházejí tzv. rohové prvky, které umožňují snadnou a rychlou manipulaci. Plášť tvoří profilovaný ocelový plech. V jedné z čelních stran se nacházejí dvoukřídlové dveře umožňující vstup do ložného prostoru kontejneru. Obrázek 2.1 názorně vyobrazuje skladbu univerzálního kontejneru.



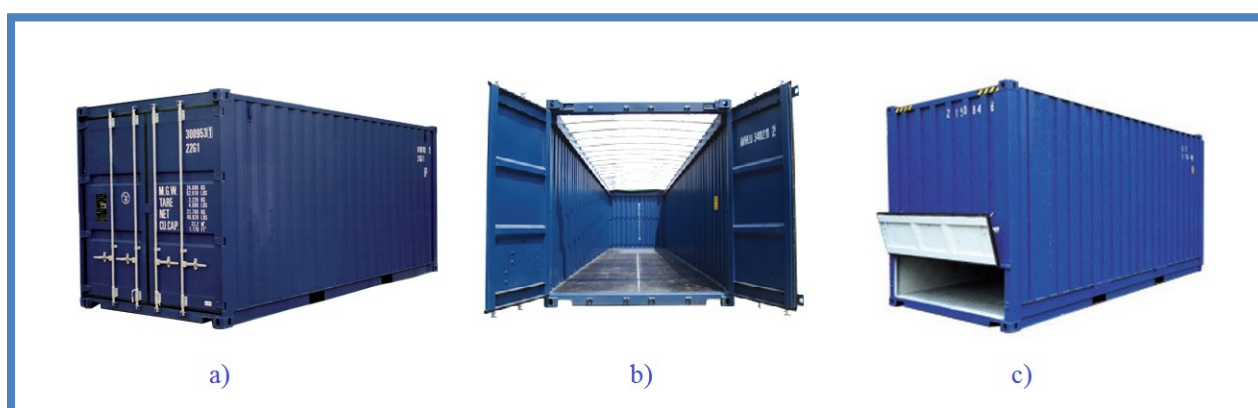
Obr. 2.1 Skladba univerzálního ISO kontejneru [1]

ISO kontejnery je možno rozdělovat nejen podle délkových a výškových rozměrů, ale také podle specifického využití a typu přepravovaného nákladu, podle něj je patřičně upravena konstrukce. Následuje rozdělení a základní popis několika nejčastěji používaných konstrukčních variant a modifikací kontejnerů ISO 1.

Kontejnery pro všeobecné použití (Universal Container) – obr. 2.2 a) – základní nejrozšířenější typ ISO kontejneru, z něhož vycházejí ostatní varianty. Uzavřená konstrukce zaručuje vodotěsnost, je tedy vhodný k přepravě potravin, textilních výrobků, strojů a podobně ve formě manipulačních jednotek nebo jednotlivých kusů.

Kontejnery s odnímatelnou střechou (Open-top Container) – obr. 2.2 b) – Na rozdíl od univerzálních kontejnerů je střecha tvořena rolovatelnou plachtou. Využití především pro kusové předměty velkých rozměrů (motory, turbíny, čerpadla), které nelze pro jejich rozměry a hmotnost nakládat/vykládat jinak než pomocí jeřábu střechou.

Kontejnery pro suchý sypký materiál (Bulk Container) – obr. 2.2 c) – od univerzálního kontejneru se liší zpravidla třemi násypnými otvory ve střechě a výsypnou klapkou v jedné z čelních stěn. Kontejner umožňuje manipulaci a skladování sypkých či zrnitých volně ložených substrátů (obilí, slad, granule).



Obr. 2.2 a) Kontejner pro všeobecné použití[2], b) kontejner s odnímatelnou střechou[3], c) kontejner pro suchý materiál[4].

Kontejnery plošinové (Platform Container) – obr. 2.3 a) – kontejnery skládající se pouze z plošinového spodku, případně se sklopitelnými čelními stěnami. Slouží k transportu a skladování kusových materiálů (tyčoviny, panely, dřevo) a předmětů netečných vůči povětrnostním vlivům (automobily, zemní stroje).

Kontejnery nádržkové (Tank Container) – obr. 2.3 b) – v nosné konstrukci kontejneru je vodorovně uložena válcová nádoba. Těmito kontejnery jsou přepravovány různé tekutiny (nápoje, paliva, kyseliny, plyny) nebo volně ložené sypké hmoty (vápno, cement). Vyprazdňování je realizováno pneumaticky nebo gravitačně.

Kontejnery termické (Reefer Container) – jsou konstrukčně upraveny pro skladování a přepravu zchlazeného nebo zmraženého zboží. K chlazení se využívá buďto rozpínací médium nebo je vybaven chladícím agregátem.



Obr. 2.3 a) Kontejner plošinový [5], b) kontejner nádržkový [6].

Mimo hlavní uplatnění v dopravě zboží, nacházejí v dnešní době kontejnery i jiná využití. Například v architektuře (stavba obytných domů) a stavebnictví slouží kontejnery na staveništích jako mobilní kanceláře, šatny či sklady náradí. Dále se můžeme setkat s technologickými kontejnery, které plní funkci rozvođen, velínů, strojoven a jiné. Nebo ve strojírenském průmyslu, kde firmy podnikající v této oblasti mají snahu vměstnat do vnitřního prostoru kontejneru svůj technologický proces, který využívá ke své činnosti, aby v případě potřeby mohl podnik přemístit tento proces na různá místa.

2.3 Vliv konstrukce a přepravovaného materiálu na manipulaci

Volbu manipulační metody, typ a dimenzování uchopovacích prostředků pracujících s kontejnerem během překládky, nakládky nebo vykládky z dopravních prostředků ovlivňuje zejména dopravovaný náklad, konstrukce, využití a místo nakládání/vykládání kontejneru.

Vliv nákladu – jedná se především o jeho chování během manipulace – poloha těžiště. Kontejner může být například nerovnoměrně naložen (normou povolená odchylka naložení kontejneru je 60% zátěže na jedné straně) nebo může mít na jedné ze stran zařízení převažující stranu druhou (např. chladicí kontejnery s agregátem, technologické kontejnery).

Vliv konstrukce – některé z kontejnerů nejsou manipulovatelné všemi způsoby, vzhledem ke své konstrukci (např. plošinové kontejnery).

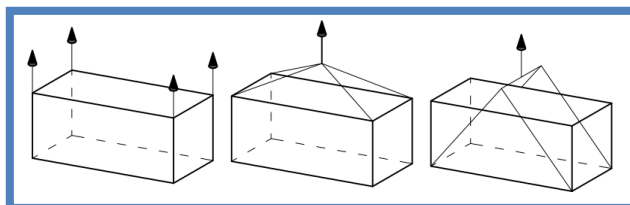
Vliv místa manipulace – tento faktor zohledňuje místo, kde je s kontejnerem manipulováno, respektive zda se zde kontejnery překládají pravidelně (přístavy, intermodální terminály) nebo jen jednorázově (staveniště).

3. Manipulace s ISO kontejnery řady 1

S kontejnery ISO 1 lze manipulovat prostřednictvím rohových či mezilehlých prvků (jedna-li se o kontejnery velikosti E) nebo pomocí nabíracích otvorů situovaných v podlaze kontejneru.

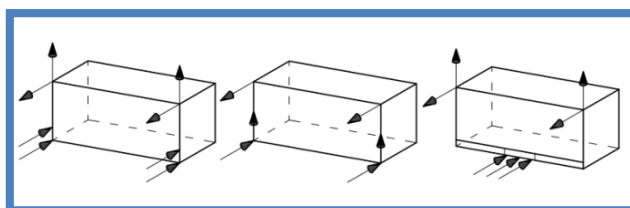
Způsoby jak s kontejnery správně manipulovat a fixovat je k dopravním prostředkům a při stohování popisuje mezinárodní norma ČSN ISO 3874. Tato norma také definuje, jakým způsobem lze daný konstrukční typ kontejneru a jeho velikost zdvíhat. Z hlediska směru působení zdvihacích sil na kontejner během manipulace rozlišujeme:

- **Vertikální zdvihání.** Zdvíhací síly působí kolmo nebo pod úhlem vzhledem ke střeše kontejneru. Realizováno závěsnými rámy nebo lanovými či řetězovými závěsy.



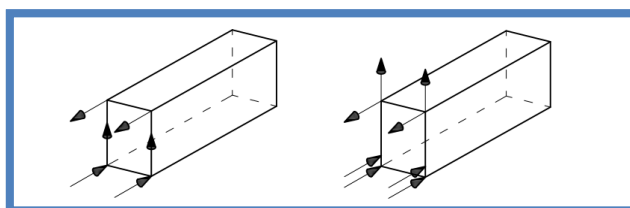
Obr. 3.1 Vertikální zdvihání [22].

- **Boční zdvihání.** Zdvíhací síly působí kolmo k delší stěně kontejneru, který je zdvihán prostřednictvím bočního rámu. Oblast využití bočního zdvihání je omezena zejména na prázdné kontejnery, manipulace s plnými kontejnery je povolena pouze pro velikosti C a D.



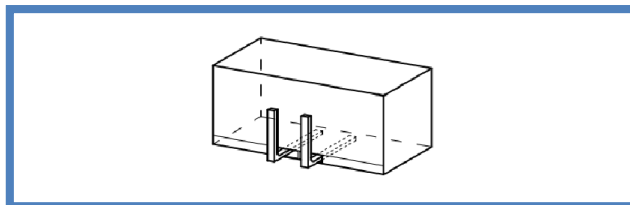
Obr. 3.2 Boční zdvihání [22].

- **Čelní zdvihání.** Zdvíhací síly působí kolmo k čelu kontejneru. Manipulace pomocí čelních závěsných rámu je povolena pouze pro prázdné kontejnery velikostí C a D. Tento způsob se běžně nevyužívá, pouze u strojů se speciálním využitím.



Obr. 3.3 Čelní zdvihání [22].

- **Zdvihání vidlicemi.** Má-li konstrukce kontejneru ve své podlaze nabírací otvory, je možné zvedat kontejner pomocí vidlic vysokozdvížného vozíku. Vidlice by měly zasahovat skrze celý kontejner minimálně však do hloubky 1825 mm. Tento způsob manipulace je povolen pro velikosti kontejnerů C a D jak prázdných tak i plných.



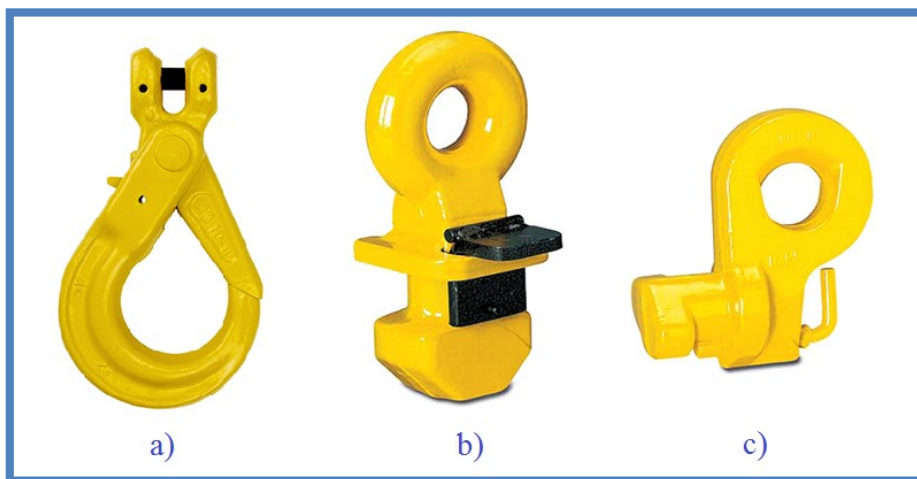
Obr. 3.4 Zdvihání pomocí vidlic [22].

3.1 Možnosti manipulace s 20' a 40' ISO kontejnery

K manipulaci s 20' a 40' kontejnery je nejčastěji používáno vertikální zdvihání pomocí lanových nebo řetězových závěsů a závěsných rámců (spreader), v menší míře pak také boční zdvihání a vidlice.

3.1.1 Lanové a řetězové závěsy

Závěs se skládá z ocelového lana nebo řetězu, zakončovacích ok a háku. Manipulaci zajišťují jeřáby nebo speciální vozidla vybavená hydraulickým ramenem v závislosti na možnostech místa nakládky/vykládky kontejneru. Podle způsobu zavěšení kontejneru lze závěsy rozdělit následovně:



Obr. 3.5 a) Háček [7], b) svrchní závěsné oko[8], c) boční závěsné oko[8].

- **háček za horní prvek** – závěs je zachycen háčkem (obr. 3.5 a)) přímo za rohový prvek a svírá se střešou kontejneru obecný úhel,
- **závěsným okem za horní prvek** – do rohového prvku je shora/z boku nasunuto a zajištěno oko (obr. 3.5 b)) pro zaháknutí závěsu, ten opět svírá se střešou obecný úhel,

- **závěsným okem za spodní prvek** – do bočního otvoru spodního rohového prvku je nasunuto boční závěsné oko (obr. 3.5 c)), závěsy jsou pak spojeny s příčnou traverzou, která je zavěšena na hák kladnice jeřábu,
- **závěsným okem pro manipulaci pomocí H-traverzy nebo rámu** – řetězy zakončené oky jsou spuštěny svisle dolů a zaháknou se do horních nebo spodních rohových prvků. Výhodou tohoto způsobu je působení zdvihacích sil kolmo vůči střeše kontejneru.

Využití manipulace pomocí lanových závěsů s oky je vhodné v případě, kdy je překládáno jen malé množství kontejnerů, jelikož je nutno závěsy obsluhovat ručně.

Uchopení a přesun kontejnerů použitím závěsných háků a ok za horní rohové prvky je dovoleno pouze pro prázdné kontejnery (plně naložené lze zvedat v omezené míře velikosti D), z toho důvodu že normálová složka zdvihací síly nesmí působit v ose horního rámu kontejneru, aby nedošlo k jeho zborcení při jeho plném naložení. Ložené kontejnery je možno zvedat použitím H-traverz, závěsných rámu nebo uchopením kontejneru za spodní prvky.

3.1.2 Závěsné rámy – spreadery

Závěsný rám obecně nazývaný spreader je zařízení sloužící k uchopení kontejneru za horní rohové prvky pomocí otočných zámků. Tyto zámkové mechanismy mohou být ovládány ručně, mechanicky nebo hydraulicky. Rozsah manipulovatelných velikostí (A, C, atd.) kontejneru jedním zařízením, lze zvýšit užitím teleskopicky (hydraulicky nebo mechanicky) stavitelného nebo adaptérového spreaderu. Z hlediska konstrukce pro různá využití lze spreadery rozdělit:

lehké spreadery – lehká rámová konstrukce (obr. 3.6) bez možnosti změny manipulovatelné velikosti kontejneru, každý lehký spreader může tedy zdvíhat pouze 20' nebo 40'. Rám se zavěšuje na hák jeřábu ocelovými lany nebo řetězy zaháknutými za oka, která jsou jeho součástí.



Obr. 3.6 Lehký spreader [9].

Výhodou těchto spreaderů jsou nízké nároky na obsluhu a údržbu, zejména absencí hydraulických nebo elektrických zařízení.

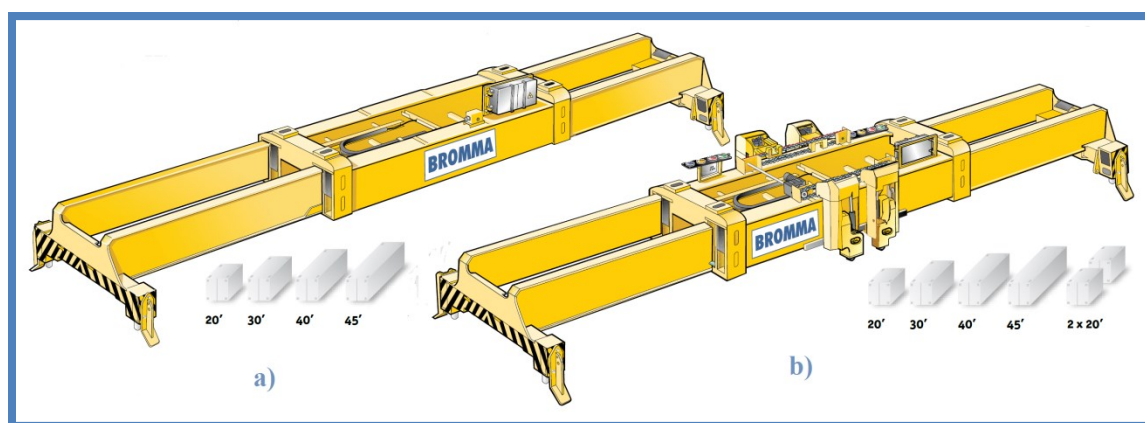
Zamykání/odemykání otočných zámků je u těchto spreaderů realizováno manuálně nebo poloautomaticky. Poloautomatické ovládání zámků funguje na principu “gravity and lift” – zámky se otáčejí zvedáním a spouštěním spreaderu jeřábníkem.

Při zdvímání nerovnoměrně naložených kontejnerů lze použít centralizér (Gravity Centralizer), který vyrovnává vychýlení břemene, čímž zamezuje například zaseknutí manipulovaného kontejneru mezi dvěma jinými již ustavenými kontejnery.

Uplatnění spreaderů lehké konstrukce lze najít v přístavech při překládání menšího množství kontejnerů např. mobilním jeřábem nebo k manipulaci v továrnách na výrobu nových kontejnerů.

střední spreadery - všestranně využitelný typ spreaderu, používaný v různých modifikacích u stohovacích jeřábů a mobilních manipulátorů. Rozsah velikostí zdvíhaných kontejnerů je povětšinou měnitelný hydraulicky, mechanicky nebo nastavným adaptérem. V případě potřeby je součástí konstrukce také otočný mechanismus. Otočné zámky jsou ovládány hydraulicky nebo mechanicky pomocí elektromotorů. Konstrukce manipulátoru se pro různé aplikace odlišuje. Na základě typu stroje používajícího spreader je možné rozdělit střední spreadery podle využití:

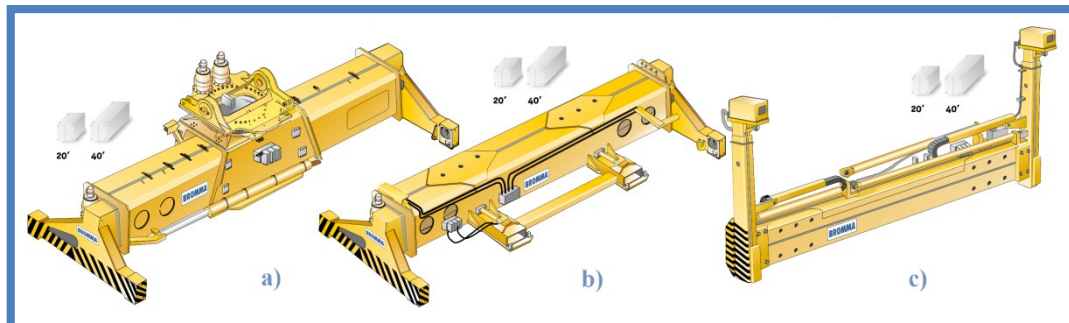
- **pro stohovací jeřáby a obkročné nosiče** – spreader je zvedán zdvihadlím mechanismem jeřábu/nosiče prostřednictvím kladek. Konstrukce vyobrazené na obrázku 3.7 se liší podle počtu zdvíhaných kontejnerů v jednom cyklu.



Obr. 3.7 a) Single-lift spreader[10], b) twin-lift spreader [10].

Tyto varianty se označují jako single-lift spreadery, které umožňují zdvíhat jen jeden kontejner a twin-lift spradery, jejichž konstrukce je přizpůsobena ke zdvímání dvou 20' kontejnerů najednou a zároveň nastavení vzájemné příčné polohy již během manipulace, což vede ke zvýšení efektivity cyklu jeřábu.

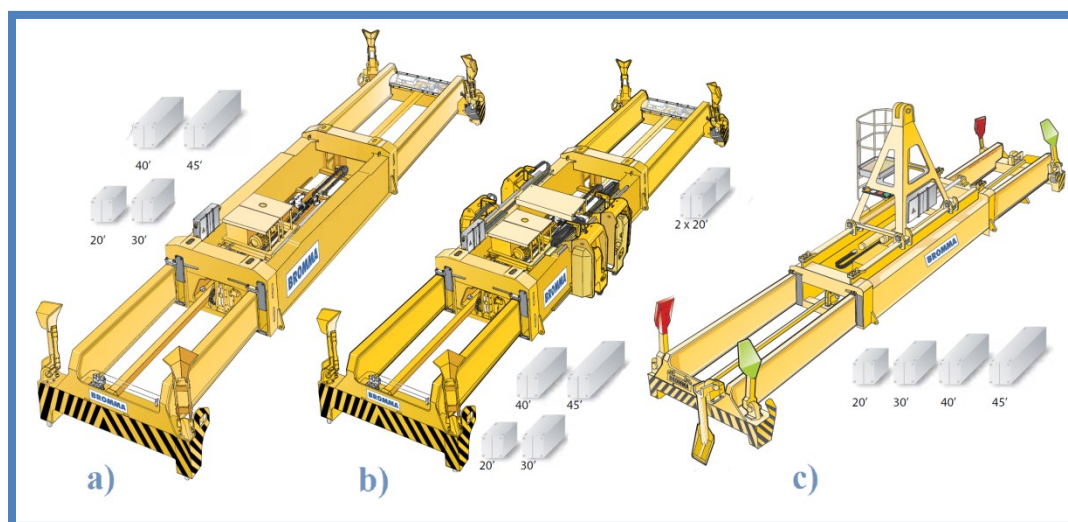
- **pro mobilní manipulační vozidla** – spreader je připevněn přímo k výložníku (Reachstackery) nebo zdvihadímu sloupu vozu (vysokozdvížné vozy). Konstruuji se pouze k manipulaci s 20' a 40' kontejnery. Podle působení zdvihadích sil se dále dají rozdělit svrchní (top lift) a boční (side lift).



Obr. 3.8 a) Spreader pro reachstackery[11], b) svrchní spreader[11], c) boční spreader[11].

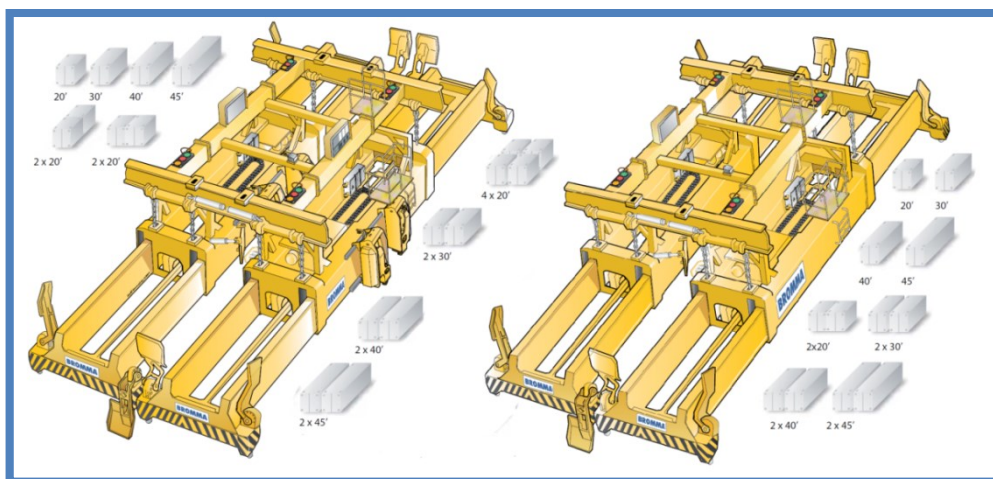
Těžké spreadery - odlišují se od předchozí skupiny zejména robustnější konstrukcí. Změna manipulovatelné velikosti kontejneru je realizována opět mechanicky nebo hydraulicky, rovněž jako ovládání otočných zámků. Tyto spreadery pracující v přístavech na pobřežních či přístavních jeřábech, kde je překládáno velké množství kontejnerů.

Požadavky na těžké spreadery pobřežních jeřábů jsou především vysoká nosnost, spolehlivost a co nejrychlejší vyložení kontejnerové lodě. Používají se jednak modely single-lift (obr. 3.9 a)), twin-lift (obr. 3.9 b)) a tandemové spreadery.



Obr. 3.9 a) Single-lift spreader[12], b) twin-lift spreader[12], c) harbour spreader[12].

Tandemové spreadery (obr. 3.10) byly vyvinuty za účelem ještě většího zvýšení produktivity jeřábu snížením počtu cyklů jeřábu. Jedná se prakticky o spojení dvou single-lift nebo twin-lift spreaderů do jedné konstrukce.



Obr. 3.10 Tandemový spreader [12].

Spreadery pro přístavní jeřáby (Harbour spreader – obr. 3.9 c)) se liší od předešlých typů především způsobem uchycení rámu k háku jeřábu prostřednictvím speciálního nástavce, který zároveň slouží k vyrovnávání polohy nerovnoměrně naložených kontejnerů.

3.2 Porovnání a zhodnocení způsobů manipulace s ISO kontejnery

Při volbě manipulační metody, tedy zda použít k manipulaci závěsů nebo spreaderů je rozhodujícím faktorem množství manipulovaných kontejnerů.

Jak již bylo zmíněno výše, závěsů je vhodné použít tam, kde je manipulováno jen s málo kontejnery, jelikož závěsy se připevňují k rohovým prvkům ručně a z ekonomického hlediska by práce s více kontejnery byla neefektivní. Proto je tento způsob vhodný zejména k manipulování s kontejnery např. na stavbách, v těžkém terénu, městské zástavbě aj.

Použitím spreaderů lze kontejnery přesunovat rychleji, jelikož jsou zachycovány otočnými zámkami a tento způsob snadno lze automatizovat. Proto jsou spreadry součástí jeřábů a vozů, pracujících na místech, kde se manipuluje s velkým množstvím kontejnerů.

3.3 Aplikace způsobů manipulace s 20' a 40' ISO kontejnery

S kontejnery je manipulováno na mnoha místech. Podle charakteru tohoto místa a množství manipulovaných kontejnerů se lze setkat i s různými druhy mechanizace. K přepravě mezi kontinenty je využívána námořní doprava a kontejnery jsou pak vykládány v přístavištích s velmi vysokým počtem manipulovaných kontejnerů. Odtud jsou kontejnery rozeslány po železnici do vnitrozemí do intermodálních terminálů, kde jsou zásilky stohovány, rozdruženy a rozesílány buďto opět kolejovými nebo silničními vozy ke koncovým spotřebitelům. Následující části kapitoly jsou zaměřeny na tyto manipulační prostředky, které jsou v přístavech, terminálech a na koncových místech používány k práci s kontejnery.

3.3.1 Pobřežní a přístavní jeřáby

Pobřežní jeřáby (Ship-to-Shore Cranes) na obr. 3.11 slouží k odbavení kontejnerových lodí kotvících v přístavu prostřednictvím single a twin lift nebo tandemových spreaderů. Kontejnery jsou vyloženy pod jeřáb, kde jsou převzaty obkročnými nosiči, reachstackery, nebo systémem automatických vozů.



Obr. 3.11 Pobřežní jeřáb s automatickými vozy [13].

Jeřáb podél pobřeží pojíždí po kolejnicích nebo na pneumatikách. Jeho napájení je povětšinou externí, ale může být provedeno i dielelektricky vlastním napájecím agregátem.

Přístavní jeřáby (Harbour Cranes) na obr. 3.12 povětšinou nakládají/vykládají z lodí sypký materiál pomocí drapáků nebo jiný obtížně manipulovatelný kusový materiál, ale také ISO kontejnery speciálním spreaderem pro přístavní jeřáby (Harbour spreader).



Obr. 3.12 Přístavní jeřáb [14].

Podle mobility mohou být tyto jeřáby rozděleny na pevné, plovoucí, s vázanou nebo volnou dráhou.

3.3.2 Stohovací portálové jeřáby



Obr. 3.13 Stohovací jeřáb poježdějící po pneumatikách [15].

Stohovací jeřáby (Stacking Cranes) se mohou pohybovat dvěma způsoby. Buďto poježdějí po pneumatikách, nebo mohou být vedeny po kolejové dráze. Využití tyto jeřáby nacházejí jak v přístavech tak také ve vnitrozemí v intermodálních terminálech. Elektrickou energii dodává dieselový agregát, který je součástí jeřábu nebo je připojen k externímu zdroji.

3.3.3 Reachstackery



Obr. 3.14 Reachstacker – přímý a obloukový výložník [16].

Reachstacker je mobilní vůz, který v přístavech a intermodálních terminálech plní funkci stohovače a překladače kontejnerů mezi různými druhy dopravy. Je vybaven teleskopickým výložníkem, který může mít buďto přímý nebo obloukový tvar. Na konci výložníku je připevněn spreader schopný otáčení, díky němuž dokáže stohovat do výšky šesti kontejnerů nad sebou a do vzdálenosti tří řad kontejnerů.

3.3.4 Obkročné portálové nosiče

Základní konstrukce tohoto typu manipulačních vozidel se skládá z rámové konstrukce s kabinou obsluhy, která pojíždí na dvou až čtyřech nápravách. V nohách rámu je situováno vedení, pro vertikální pohyb single nebo twin spreaderu. Pohon nosičů je diesel-elektrický nebo diesel-hydraulický. V terminálech se podle využití vyskytují dvě varianty portálových nosičů.

Prvním typem těchto nosičů je tzv. **Straddle Carrier** (obr. 3.15), jeho konstrukce umožňuje stohování kontejnerů až do výšky tří pater (1+3). Vyskytují ve středně velkých a malých překladištích, kde je potřeba kontejnery přepravovat, překládat i skladovat a je vyžadováno, aby tyto operace prováděl jediný typ vozidla.



Obr. 3.15 Straddle Carrier [17].



Obr. 3.16 Sprinter Carrier [18].

Druhý typ nosiče nazývaný **Sprinter Carrier** (obr. 3.16) je nižší, lehčí a především rychlejší variantou obkročných nosičů, které operují ve velkých poloautomatických terminálech a přístavištích. Jejich primárním úkolem je přesun kontejneru z místa A do místa B, jako například spojení mezi jeřáby pobřežními jeřáby a stohovacími.

3.3.5 Vysokozdvížná vozidla

Vysokozdvížná vozidla s výhodou využívají k manipulaci s 20' a 40' kontejnery v malých nebo středně velkých intermodálních kontejnerových terminálech a jiných koncových místech, pro jejich vysokou přepravní rychlost a obratnost. Do této skupiny lze zařadit vozy pro prázdné a ložené kontejnery nebo vysokozdvížné vozíky.



Obr. 3.17 Vůz pro ložené kontejnery [19].



Obr. 3.18 Vůz pro prázdné kontejnery [20].

Vozy pro ložené kontejnery (obr. 3.17) jsou k manipulaci vybaveny svrchními spreadery. Podle modelu vozu je možné stohovat až do výšky šesti kontejnerů.

Vozy pro prázdné kontejnery (obr. 3.18) mají na zdvihacím sloupu namontován boční spreader. Podle výšky tohoto sloupu lze stohovat až 8 kontejnerů nad sebou a při použití spreaderu s přídatnými háčky je možné zdvíhat dva prázdné kontejnery najednou.



Obr. 3.19 Vysokozdvížný vozík [19].

Kontejnery jsou **vysokozdvížnými vozíky** (obr. 3.19) zvedány nabíracími otvory pomocí vidlic. Hlavní výhodou je jejich univerzálnost, mohou totiž manipulovat i s jinými břemeny pouhou výměnou vidlic za jiný manipulátor (např. na svitky plechů).

3.3.6 Boční překladače kontejnerů

Překladače kontejnerů jsou silniční vozidla vybavená dvojicí hydraulických jeřábů, které jim dovolují zvedat kontejnery ze země nebo je překládat mezi jinými silničními a kolejovými vozidly. Podle konstrukce jeřábů je možné kontejnery stohovat až do úrovně tří pater. S výhodou jsou užívány v případech, kde není k dispozici zdvihací technika a je zde potřeba kontejner vyložit či naložit jako například v městské zástavbě nebo těžkém terénu.



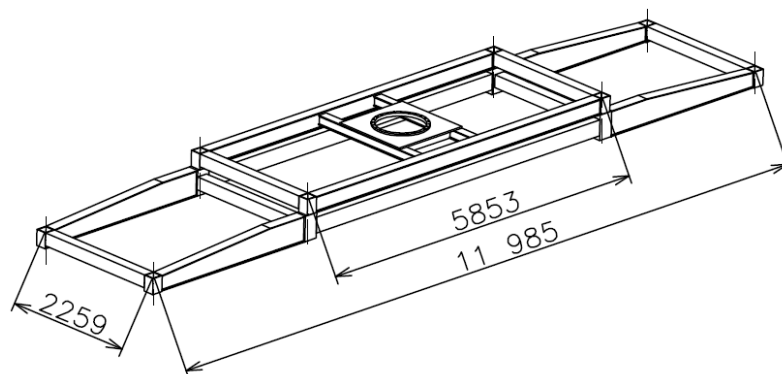
Obr. 3.20 Boční překladač kontejnerů [21].

Pozice jeřábů a podpěrných noh na korbě vozidla jsou stavitelné a je tedy možné manipulovat s jedním kontejnerem v rozsahu od 10' až 40' nebo dvěma 20' kontejnery najednou.

Manipulace je realizována buďto závěsným rámem a kontejner je zvedán za horní rohové prvky, nebo v častějších případech jsou použity ocelové řetězy připevněné k rameni jeřábu a kontejner je uchopen za dolní rohové prvky, jak je patrné z obr. 3.20.

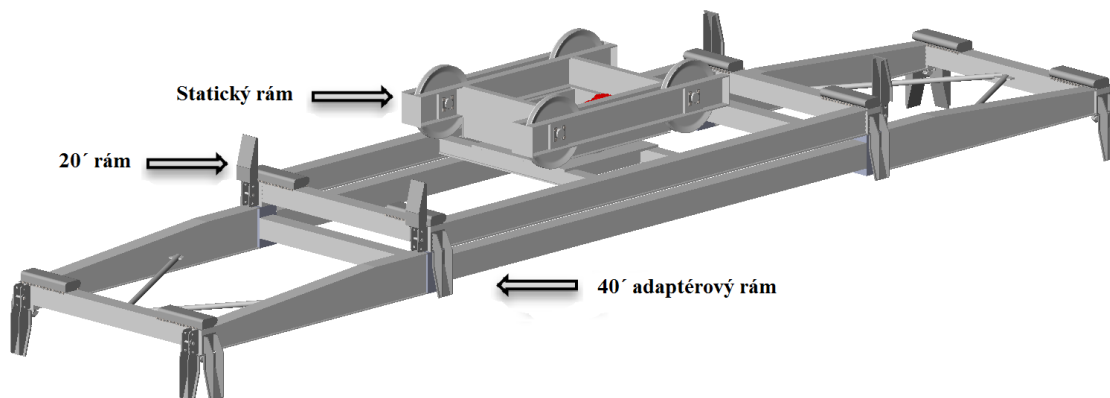
4. Návrh rozměrů manipulátoru a volba materiálů

Hlavní rozměry manipulátoru, jedná se především o rozteče uchopovacích zámků, vycházejí z roztečí mezi horními otvory v rohových prvcích 20' a 40' kontejnerů. Tyto rozměry jsou tedy v souladu s normou ČSN ISO 668, které jsou zde udány spolu s jejich tolerancemi.



Obr. 4.1 Rozteče mezi osami uchopovacích zámků dle ČSN ISO 668 [22].

Další směrodatné údaje uvádí norma ISO 1161, kde jsou blíže specifikovány rohové prvky kontejneru a doporučené rozměry a provedení uchopovacích zámků, ke kterým bylo přihlíženo při jejich návrhu.



Obr. 4.2 Navrhovaný manipulátor[27].

Navrhovaný manipulátor lze rozdělit na tři základní segmenty. První částí je statický rám, který je zavěšen na lanech jeřábu pomocí kladek, jeho součástí je mimo kladek pohon otáčecího mechanismu a pevná část velkorozměrového axiálního ložiska. Otočná část ložiska s vnějším ozubením je pak spojena šrouby s druhou částí manipulátoru – 20' rámem. Ten samostatně slouží ke zdvírání 20' kontejnerů pomocí uchopovacích zámků s pohonem a naváděním, situovaných ve všech rozích rámu. Po připojení třetí a poslední části manipulátoru, tedy adaptérového rámu pomocí elementů podobným rohovým prvkům 20' kontejneru lze zdvíhat i 40' kontejnery.

4.1 Volba materiálů použitých při návrhu manipulátoru

Před samotným návrhem rámu je nutné stanovit, jaké materiály budou použity pro jednotlivé součásti, zejména pro určení použitého profilu hlavních nosníků rámu. Po konzultaci s odborníkem byly vybrány následující konstrukční materiály:

- P355NL2 – nosné části (hlavní nosníky),
- S355J2 – nenosné části (kryty aj.),
- 42SrMo4V – hřídele a čepy.

Ocel P355NL2

Nelegovaná jakostní jemnozrnná ocel vhodná pro nízké teploty. Typické využití pro potrubí a svařované ocelové konstrukce, které pracují do teplot -50°C . Z této oceli se vyrábějí plechy, svařované a bezešvé trubky a nadále jsou normalizačně žíhány. Jelikož se nevyrábějí jiné válcované profily, jsou nosníky rámu vyrobeny svařováním z plechů.

Ocel S355J2

Nelegovaná jakostní konstrukční ocel. Používá se pro dynamicky i staticky namáhané svařované konstrukce a strojní součásti. U navrhovaného manipulátoru je tento materiál použit k výrobě součástí, nepřenesajících zatížení od zdvínání kontejneru jako například kryty pohonů, držáky snímačů atd.

Ocel 42CrMo4V

Nízkelegovaná ušlechtilá Cr-Mo ocel k zušlechťování. Vhodná pro více namáhané strojní součásti, u kterých je požadována vysoká pevnost a houževnatost. Tato ocel se nejčastěji používá k zušlechťování a povrchovému kalení, kdy dobře odolává vůči opotřebení. V tomto případě je tento materiál použit na hřídele a čepy.

V tabulce 4. 1 jsou dále uvedeny hlavní mechanické vlastnosti zvolených ocelí.

Tab. 4.1 Mechanické vlastnosti zvolených ocelí.

Ocel	Označení	Mez kluzu R_e [MPa]		Mez pevnosti R_m [MPa]	
		Rozměr t, d [mm]		Rozměr t, d [mm]	
		≤ 16	16÷40	≤ 16	16÷40
42CrMo4V	1.7225	900	750	1100÷1300	1000÷1200
S355J2	1.0577	355	345	470÷630	
		≤ 35	35÷50	≤ 16	16÷40
P355NL2	1.7225	355	345	490÷630	

Pozn.: u oceli 42CrMo4V platí hodnoty R_e a R_m pro zušlechtěný stav.

5. Návrh zamykacího mechanismu manipulátoru

Zámky manipulátoru situované ve všech čtyřech rozích umožňují zachycení a zvednutí kontejneru za horní rohové prvky. Zámek se shora zasune do otvoru v rohovém prvku a otočí se o 90° kolem své osy.

5.1 Zamykací mechanismus

Obecně mohou být zámky ovládány jednotlivě, kdy každý z nich má vlastní pohon nebo centrálně, v tom případě jeden pohon řídí dva nebo všechny zámky manipulátoru. Pohon může být hydraulický nebo mechanický.

- **Hydraulický pohon** – zámky jsou ovládány přímočarým hydromotorem přeměnou tlakové energie kapaliny na kinetickou energii pístu. Výhodou tohoto způsobu je relativně jednoduchá konstrukce a snadná regulace. Naopak nevýhodou jsou vyšší nároky na údržbu, vybavení manipulátoru nádrží s kapalinou, rozvodnými hadicemi a dalším vybavením vyžadující hydraulická soustava. Z těchto důvodů se vyplatí použít tento pohon u hydraulicky stavitelného manipulátoru.
- **Elektromechanický pohon** – krouticí moment potřebný k otočení zámkem je vyvozován elektromotorem. Přenos momentu z motoru na zámek lze realizovat několika způsoby. Například:
 - pomocí systému táhel (centrální ovládání),
 - užitím ozubeného hřebenu (centrální ovládání),
 - umístěním motoru s převodovkou do osy zámku (individuální ovládání),
 - použitím lineárního aktuátoru (individuální i centrální ovládání).

Pro navrhovaný manipulátor se jeví jako nejlepší varianta ovládání zámků lineární aktuátor, kdy každý z nich bude mít svůj vlastní pohon.

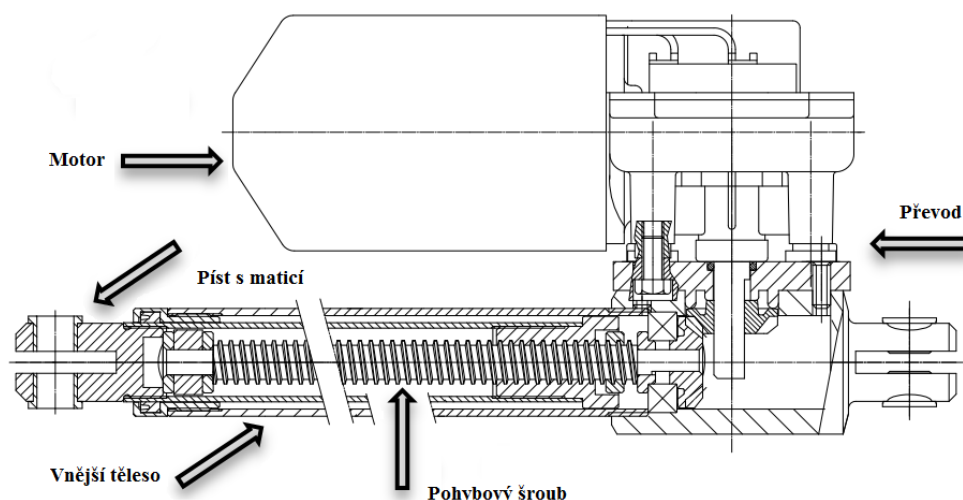
Lineární aktuátory

Lineární aktuátor je zařízení sloužící k převodu rotačního pohybu na pohyb posuvný, jinými slovy přeměňuje tedy krouticí moment motoru na tažnou nebo tlačnou axiální sílu.

Tyto pohony se používají v mnoha průmyslových odvětvích (zemědělské, lisovací, ohýbací, stavební stroje, aj.) i jiných oblastech lidské činnosti (medicína, nábytek). S výhodou nahrazují hydraulické či pneumatické přímočaré motory, především v aplikacích kde tyto systémy není vhodné použít, zejména z důvodů malého zástavbového prostoru (čerpadla, hadice), hlučnosti, čistoty (úniky provozních tekutin) atd.

Mezi další výhody aktuátorů patří snadná regulace rychlosti pohybu a působící síly, minimálním nároky na údržbu, vyšší účinnost, ekologický provoz.

Aktuátory se vyrábějí v mnoha velikostních třídách pro různé vysouvací rychlosti, vzdálenosti a síly až řádově desítek kilo newtonů. Základní konstrukce se skládá z vnějšího tělesa, v němž je umístěn pohybový šroub (trapézový nebo kuličkový/válečkový – vhodné pro vyšší rychlosti posuvu) s maticí a pístem, k tomuto tělu je pak připevněna převodovka a elektromotor (AC nebo DC).



Obr. 5.1 Schéma lineárního aktuátoru[23].

Mimo základních prvků lze aktuátory doplnit přídatným příslušenstvím především ke sledování polohy vysunutí pístu, prostřednictvím koncových snímačů, potenciometrů, Hallových snímačů. Dále jsou přidávány bezpečnostní prvky proti přetížení pohonu.

U aktuátorů s velkými přenášenými silami jsou k ochraně používány mechanické prokluzové nebo kuličkové spojky. Častěji se však využívají proudové omezovače, ten sleduje proud odebíraný motorem, který v případě přetěžování začne odebírat větší proud a dojde-li k překročení nastavené hodnoty, udělí řídicí jednotce pokyn k vypnutí pohonu.

5.2 Výpočet parametrů pohonu

K navržení aktuátoru je potřeba znát tyto základní veličiny:

- rychlost vysouvání pístu,
- délku vysunutí pístu,
- sílu potřebnou k otočení zámku.

K určení rychlosti vysouvání pístu je nejprve nutné určit úhlovou rychlost zámku, při které se otočí kolem své osy o úhel φ_{oz} za požadovaný čas t_{oz} .

Úhel otočení zámku	$\varphi_{oz} = 90^\circ$	$=> \hat{\varphi}_{oz} = \frac{\pi}{2}$
Čas otočení zámku	$t_{oz} = 4 \text{ s}$	
Rameno vačky	$r_v = 86 \text{ mm}$	

5.2.1 Úhlová rychlost otáčení zámku

Určení úhlové rychlosti vychází ze vztahu 5.1 pro výpočet úhlové dráhy při rovnoměrném pohybu po kružnici.

$$\hat{\varphi} = \omega \cdot t \quad (5.1)$$

$$\omega_{oz} = \frac{\hat{\varphi}_{oz}}{t_{oz}}$$

$$\omega_{oz} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{4} = \frac{\pi}{8}$$

$$\omega_{oz} = 0,393 \text{ s}^{-1}$$

5.2.2 Rychlost vysouvání pístu

Rychlost vysouvání pístu vychází z předpokladu, že je tato rychlost rovna obvodové rychlosti na rameni vačky mechanismu r_v .

$$v_v = \omega_{oz} \cdot r_v \quad (5.2)$$

$$v_v = 0,393 \cdot 0,086$$

$$v_v = 33,8 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_v = 33,8 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

5.2.3 Délka vysunutí pístu

Dalším potřebným parametrem je délka vysunutí pístu aktuátoru l_{vp} . Tato vzdálenost je totožná s délkou oblouku l_o , kterou opíše osa čepu spojovacího oka pístu s vačkou na jejím rameni r_v .

$$l_o = \hat{\varphi}_{oz} \cdot r_v \quad (5.3)$$

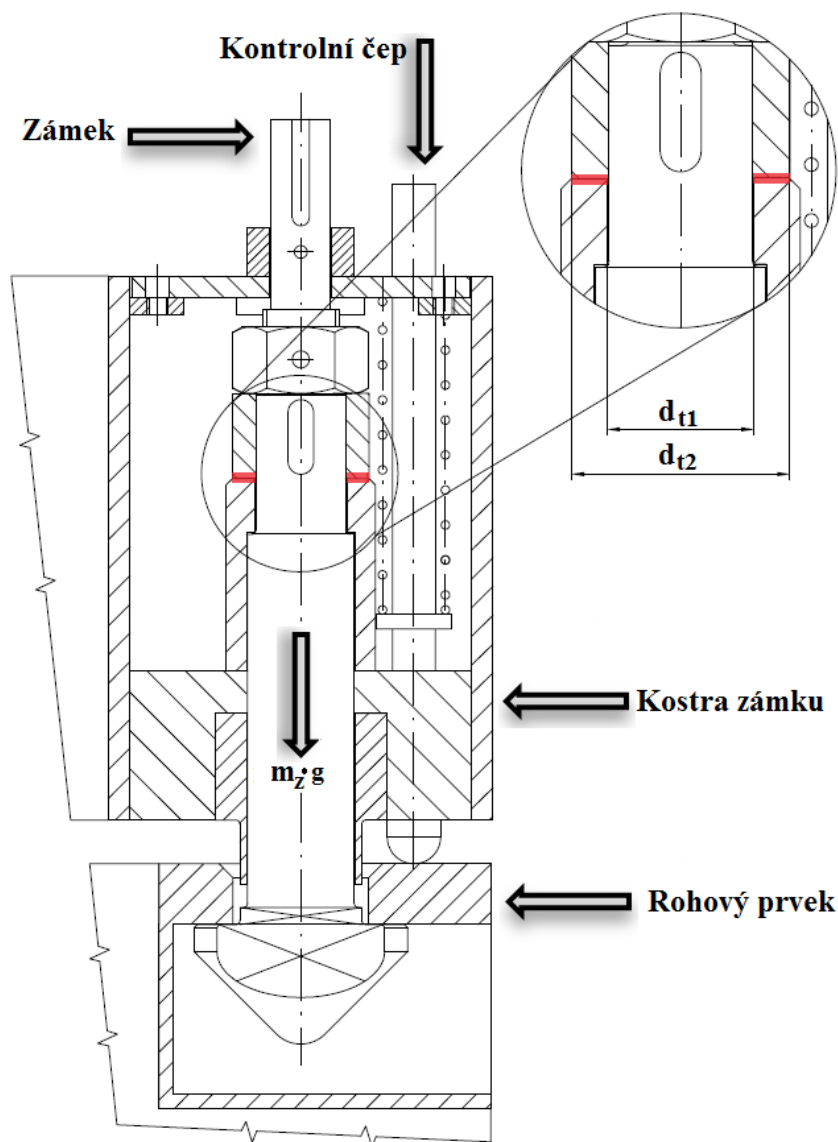
$$l_o = \frac{\pi}{2} \cdot 0,086$$

$$l_o = 0,135 \text{ m}$$

$$l_o = 135 \text{ mm}$$

5.2.4 Síla potřebná k otáčení zámku

Posledním parametrem ke zvolení aktuátoru je axiální síla, kterou musí vyvodit. Ta vychází z krouticího momentu M_z , který musí zámek překonat během otáčení. Předpokladem pro výpočet je překonání tření na kontaktní ploše, kde dochází ke vzájemnému pohybu součástí při otáčení zámkem. Jedná se o plochu, na níž se otáčí nosný kroužek spojený se zámkem po statickém tělese zámku. Tato plocha je názorně vyznačena na obr. 5. 2.



Obr. 5.2 Schéma zámku [22]

Malý průměr třecí plochy	$d_{t1} = 0,043 \text{ m}$
Velký průměr třecí plochy	$d_{t2} = 0,064 \text{ m}$
Hmotnost zámku	$m_z = 5,716 \text{ kg}$
Součinitel tření ocel na ocel	$f_t = 0,3$

Teoretický moment zámku z tření styčných ploch

Teoretický moment M_{zt} vyvozuje třecí síla na styčných plochách popsanych výše, kterou způsobuje tíha zámku na středním průměru třecí plochy. Hmotnost zámku byla zjištěna pomocí programu Solidworks 2013.

$$M_{zt} = m_z \cdot g \cdot f_t \cdot \frac{(d_1 + d_2)}{4} \quad (5.4)$$

$$M_{zt} = 5,716 \cdot 9,81 \cdot 0,3 \cdot \frac{(0,064 + 0,043)}{4}$$

$$M_{zt} = 0,45 \text{ Nm}$$

Hodnota potřebného momentu vycházejícího z tření je velmi malá, jelikož nezahrnuje nečekané situace, které mohou nastat při provozu. Kupříkladu je-li kontejner uložen na nerovné podložce, může dojít k drhnutí zámku v rohovém prvku a tento odpor je nutno překonat. Proto je tento vypočtený teoretický moment pouze informativní a reálná hodnota krouticího momentu M_z použitá k výpočtu síly byla zadána a její velikost vychází ze zkušeností při navrhování již funkčních manipulátorů.

$$\text{Zadaný krouticí moment} \quad M_z = 200 \text{ Nm}$$

Potřebná axiální síla k vyvození tohoto momentu závisí na poloměru vačky r_v .

$$F_z = \frac{M_z}{r_v} \quad (5.5)$$

$$F_z = \frac{200}{0,086}$$

$$F_z = 2325,581 \text{ N}$$

5.3 Volba pohonu zámků

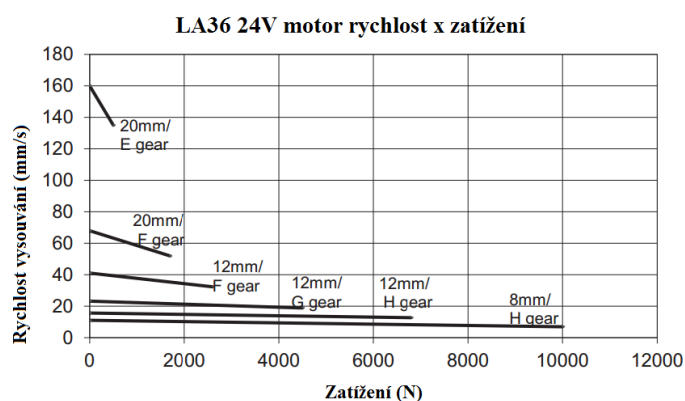
Podle vypočtených kritérií v předchozí části kapitoly byl zvolen příslušný aktuátor firmy LINAK typové řady LA36 s označením: 36 120 150 0 P 00 B A 1 1 1 F 3 350 0 H 0 0 (viz lit. (17)). Hlavní parametry aktuátoru uvádí tabulka 5.1.

Tab. 5.1 Hlavní parametry zvoleného aktuátoru.

Aktuátor LA36		
Maximální síla v tahu / tlaku	2600	[N]
Rychlost vysouvání/zasouvání v nezatíženém stavu	41	[mm·s ⁻¹]
Rychlost vysouvání/zasouvání při plném zatížení	32,3	[mm·s ⁻¹]
Maximální délka vysunutí	150	[mm]
Instalační délka	350	[mm]
Stoupání závitu šroubu	12	[mm]
Převodový poměr (F gear)	1:18	[-]

Rychlost pohybu pístu závisí na ztěžující síle, která na něj působí. Tato závislost je zobrazena v grafu na obr. 5.3, z něhož vyplývá, že mohou nastat dva stavy s odlišnou rychlostí vysouvání.

Nejméně příznivý případ nastane ve chvíli, kdy by zámek během zamykání musel překonávat velké odpory (200 Nm) způsobené zasekáváním v rohovém prvku, ze kterých vychází potřebná síla cca 2300 N. V tomto případě se bude píst mechanismu vysouvat rychlostí $34 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ a k uzamčení dojde za požadované 4 sekundy. Naopak v ideálním případě, v němž pohon překonává pouze moment vzniklý třením na styčných plochách se píst bude pohybovat rychlostí $41 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ a uzamčení/odemčení proběhne za 3,3 sekundy.



Obr. 5.3 Závislost rychlosti vysouvání na zatížení [24].

Aktuátor, ale může být zatížen silou až 2600 N, při této odporové síle by k uzamknutí došlo za 4,2 sekundy rychlostí $32,3 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$, což se dá pokládat za vyhovující požadované době otočení zámku.

Tab. 5.2 Shrnutí výsledných časů zamykání v závislosti na zátěži.

	Zatížení	Rychlost vysouvání	Čas otočení
	[N]	[mm/s]	[s]
Maximální zátěž	2600	32,3	4,2
Zátěž při odporech 200 Nm	2325	34	4
Minimální zátěž	0 ÷ 10	41	3,3

Zvolený aktuátor má maximální délku vysunutí pístu 150 mm. K otočení zámku o 90° je však potřeba vysunout píst pouze o 135 mm. Vysunutí o tuto vzdálenost zajišťují snímače polohy (potenciometr), které jsou součástí aktuátoru.

K ochraně k aktuátoru před přetížením je použit proudový jistič. Ten v případě překročení nastavené hodnoty odebíraného proudu motorem při zvýšené zátěži nad přípustnou mez udá pokyn řídící jednotce k vypnutí pohonu.

6. Návrh otáčecího mechanismu manipulátoru

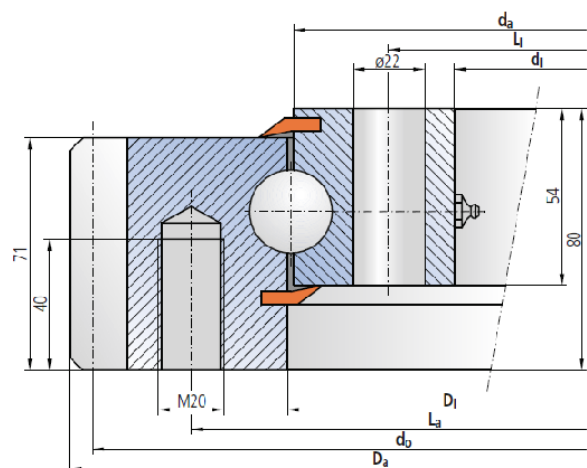
Otáčecí mechanismus umožňuje manipulátoru rotaci kolem své osy a tedy i různé natáčení kontejneru při nakládání či vykládání z dopravních prostředků a při stohování.

Mechanismus je složen z velkorozměrového ložiska s vnějším ozubením a pohonného ústrojí. Motor s převodovkou a pevnou částí ložiska jsou součástí statického rámu zavěšeného na jeřábu. Pastorek připevněný na hřídeli převodovky poté přenáší výkon z motoru na vnější ozubení druhé části ložiska, která je připevněna k 20' rámu a umožňuje otáčení manipulátoru.

6.1 Volba ložiska otáčecího mechanismu

Jak již bylo řečeno hlavní složkou otáčecího mechanismu každého stroje (např. jeřáby, manipulátory, svařovací roboti, mlýny aj.), který tuto funkci potřebuje ke své činnosti je velkorozměrové ložisko, jenž umožňuje samotné otáčení.

Pro otáčecí mechanismus navrhovaného manipulátoru bylo zvoleno jednořadé kuličkové ložisko s vnějším ozubením firmy IMO s označením 11-25 0755/1-04140 (pozice 4). Základní parametry jsou vypsány a upřesněny na obr. 6.1.

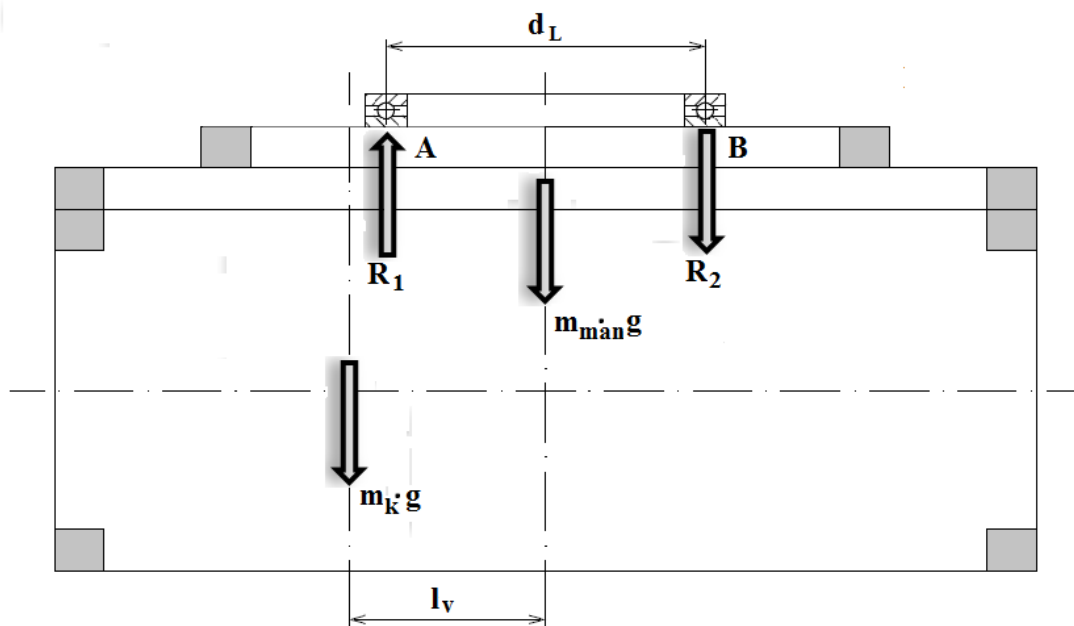


Označení	Rozměry a hmotnost					Montážní otvory				Roztečná kružnice ozubení	Ozubení					Nosnost			
	Pozice	Vnější průměr Vnější kroužek	Vnitřní průměr Vnitřní kroužek	Vnější průměr Vnější kroužek	Hmotnost	Roztečná kr. děr Vnější kroužek	Počet děr Vnější kroužek	Roztečná kr. děr Vnitřní kroužek	Počet děr Vnitřní kroužek		Modul	Počet zubů	Připustná síla na zub	Max. přípustná síla na zub	Statická	Dynamická			
		D _a	d _i	D _i		d _a	G	L _a	n _a		L _i	n _i	m	z			f _z norm	f _z max	
		[mm]	[mm]	[mm]		[mm]	[kg]	[mm]	[-]		[mm]	[-]	[mm]	[mm]			[-]	[kN]	[kN]
11-25 0455/1-04110	1	590.4	355	457	453	74	516	18	395	18	576	8	72	28	52	453	1213	249	289
11-25 0555/1-04120	2	694.4	455	557	553	93	616	20	495	20	680	8	85	28	52	553	1480	268	311
11-25 0655/1-04130	3	798.4	555	657	653	111	716	24	595	24	784	8	98	28	52	653	1746	284	331
11-25 0755/1-04140	4	898	655	757	753	125	816	24	695	24	882	9	98	36	65	752	2013	300	349
11-25 0855/1-03110	5	997	755	857	853	145	916	28	795	28	981	9	109	36	65	852	2280	316	367
11-25 0955/1-03120	6	1096	855	957	953	155	1016	30	895	30	1080	9	120	36	65	952	2546	328	382
11-25 1055/1-03130	7	1198	955	1057	1053	171	1116	30	995	30	1180	10	118	43	76	1051	2813	340	396
11-25 1155/1-03140	8	1298	1055	1157	1153	186	1216	36	1095	36	1280	10	128	43	76	1151	3080	351	409
11-25 1255/1-03150	9	1398	1155	1257	1253	201	1316	42	1195	42	1380	10	138	43	76	1240	3346	364	424
11-25 1355/1-03160	10	1498	1255	1357	1353	218	1416	42	1295	42	1480	10	148	43	76	1350	3613	374	435
11-25 1455/1-03170	11	1598	1355	1457	1453	233	1516	48	1395	48	1580	10	158	43	76	1450	3879	383	447

Obr. 6.1 Rozměry ložiska 11-25 0755/1-04140 [25].

6.1.1 Zatížení ložiska

Ložisko otoče je zatíženo axiálními silami vyvozenými tíhou břemene a samotného manipulátoru. Ideálně působí tyto síly v ose ložiska, může však dojít k nerovnoměrnému naložení kontejneru a jeho těžiště se posune mimo osu ložiska. V tomto případě působí na ložisko i klopný moment. Uvažovaná vzdálenost vyosení kontejneru a ložiska $l_v = 500$ mm.



Obr. 6.2 Schematické zobrazení zatěžujících sil a jejich reakci [22].

Hmotnost kontejneru $m_k = 4 \cdot 10^4 \text{ kg}$

Hmotnost manipulátoru $m_{man} = 4838 \text{ kg}$

Roztečný průměr valivých tělísek $d_L = 0,755 \text{ m}$

Vyosení os ložiska a kontejneru $l_v = 0,5 \text{ m}$

Z působících sil a jejich reakcí zobrazených na obr. 6.2 byly stanoveny rovnovážné momentové rovnice k bodům A a B, které leží na roztečném průměru valivých tělísek.

Suma momentů k bodu A:

$$\sum M_A = 0 : m_k \cdot g \cdot \left(l_v - \frac{d_L}{2} \right) - m_{man} \cdot g \cdot \frac{d_L}{2} - R_2 \cdot d_L = 0 \quad (6.1)$$

Suma momentů k bodu B:

$$\sum M_B = 0 : m_k \cdot g \cdot \left(\frac{d_L}{2} + l_v \right) + m_{man} \cdot g \cdot \frac{d_L}{2} - R_1 \cdot d_L = 0 \quad (6.2)$$

Z momentových rovnic k bodům A a B vycházejí působící reakce R_1 a R_2 .

Reakce R_1

$$R_1 = \frac{g \cdot \left[m_{man} \cdot \frac{d_L}{2} + m_k \cdot \left(\frac{d_L}{2} + l_v \right) \right]}{d_L} \quad (6.3)$$

$$R_1 = \frac{9,81 \cdot \left[4838 \cdot \frac{0,755}{2} + 4 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{0,755}{2} + 0,5 \right) \right]}{0,755}$$

$$R_1 = 4,796 \cdot 10^5 N$$

Reakce R_2

$$R_2 = \frac{g \cdot \left[m_k \cdot \left(l_v - \frac{d_L}{2} \right) - m_{man} \cdot \frac{d_L}{2} \right]}{d_L} \quad (6.4)$$

$$R_2 = \frac{9,81 \cdot \left[4 \cdot 10^4 \cdot \left(0,5 - \frac{0,755}{2} \right) - 4838 \cdot \frac{0,755}{2} \right]}{0,755}$$

$$R_2 = 3,992 \cdot 10^4 N$$

6.1.2 Kontrola zvoleného ložiska

Ke kontrole ložiska se slouží zátěžový diagram, do něhož se vynášejí ekvivalentní hodnoty podle rovnic 6.7 a 6.8 působících zatížení. K výpočtu ekvivalentních zatížení je nejprve nutno určit aplikační faktor f_a a stanovit statickou bezpečnost s_0 .

Aplikační faktor je koeficient zohledňující požití ložiska a nároky na jeho funkčnost. Volba jeho hodnoty závisí na zatížení a provozních podmínkách (vysoké otáčky, vibrace, přesnost). Statická bezpečnost pak udává vztah mezi statickou únosností ložiska a jeho zatížením. Zvolené hodnoty těchto koeficientů:

- Aplikační faktor $f_a = 1,5$ (viz lit. (18))
- Statická bezpečnost $s_0 = 1$

Axiální síla

$$F_{ax} = m_{man} \cdot g \quad (6.5)$$

$$F_{ax} = 4838 \cdot 9,81$$

$$F_{ax} = 47,445 \cdot 10^3 N$$

Klopný moment

$$M_{kl} = m_k \cdot g \cdot l_v \quad (6.6)$$

$$M_{kl} = 4 \cdot 10^4 \cdot 9,81 \cdot 0,5$$

$$M_{kl} = 196,133 \cdot 10^3 Nm$$

Ekvivalentní axiální síla

$$F_{axe} = F_{ax} \cdot f_a \cdot s_0 \quad (\text{viz lit. (18)}) \quad (6.7)$$

$$F_{axe} = 47,445 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 1$$

$$F_{axe} = 71,167 \cdot 10^3 N$$

Ekvivalentní klopný moment

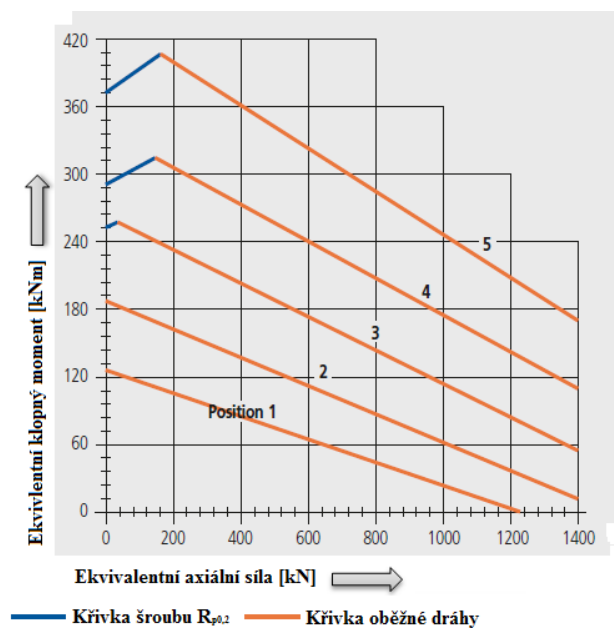
Pokud na ložisko působí radiální síly, vstupují do výpočtu ekvivalentního kopného momentu skrze ekvivalentní radiální síly, jelikož na ložisko žádné radiální síly nepůsobí je její hodnota nulová.

$$M_{kle} = M_{kl} \cdot f_a \cdot s_0 + 1,73 \cdot F_{rade} \cdot \frac{d_L}{1000} \quad (\text{viz lit. (18)}) \quad (6.8)$$

$$M_{kle} = 196,133 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 1 + 1,73 \cdot 0 \cdot \frac{755}{1000}$$

$$M_{kle} = 294,199 \cdot 10^3 Nm$$

Na obr. 6.3 je zobrazen graf mezních zatížení, který porovnává vypočtené hodnoty ekvivalentních zatížení s mezním namáháním oběžných drah a přípojovacích šroubů udaným příslušnými křivkami.



Obr. 6.3 Zátěžový diagram ložisek série 125 [25].

Z porovnání působících sil a mezních zatížení vyplývá, že zvolené ložisko a přípojovací šrouby vyhovují. Skutečná statická bezpečnost pak vychází z největší reakce v ložisku a jeho statické únosnosti podle vztahu 6.9.

Skutečná statická bezpečnost

$$s_{0s} = \frac{C_{0ax}}{R_1} \quad (6.9)$$

$$s_{0s} = \frac{2013 \cdot 10^3}{4,796 \cdot 10^5}$$

$$s_{0s} = 4,197$$

6.2 Volba pohonu otáčecího mechanismu

Pohon mechanismu se skládá z elektromotoru s převodovkou, k níž je připojen ozubený pastorek, který přenáší výkon na ozubení ložiska otoče a otáčí tak konstrukci rámu požadovanou rychlostí. Původní požadovaná hodnota rychlosti otáčení, tedy 90° za 20 sekund byla po dohodě byla tato rychlost zvýšena na 90° za 13 sekund z ekonomických důvodů, jelikož při původní rychlosti otáčení vycházel pohon s dvěma převodovkami.

$$\text{Úhel pootočení manipulátoru} \quad \varphi_{ol} = 90^\circ \quad \Rightarrow \quad \hat{\varphi}_{ol} = \frac{\pi}{2}$$

$$\text{Čas pootočení manipulátoru} \quad t_{ol} = 13 \text{ s}$$

6.2.1 Otáčky ložiska

Potřebné otáčky ložiska vycházejí z požadavku, aby se manipulátor s kontejnerem otáčel rychlostí 90° za 13 sekund. K jejich určení je předpokládána konstantní úhlová rychlost a vychází z rovnice 5.1 pro výpočet úhlové dráhy při rovnoměrném pohybu bodu po kružnici.

Uhlová rychlost otáčení ložiska

$$\omega_{ol} = \frac{\hat{\varphi}_{ol}}{t_{ol}}$$

$$\omega_{ol} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{13} = \frac{\pi}{26}$$

$$\omega_{ol} = 0,121 \text{ s}^{-1}$$

Potřebné otáčky k dosažení požadované rychlosti otáčení vycházejí z úpravy rovnice 6.10 pro výpočet úhlové rychlosti.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (6.10)$$

Otáčky ložiska

$$n_{ol} = \frac{\omega_{ol}}{2 \cdot \pi} \quad (6.11)$$

$$n_{ol} = \frac{0,121}{2 \cdot \pi}$$

$$n_{ol} = 1,923 \cdot 10^{-2} s^{-1}$$

$$n_{ol} = 1,154 \text{ min}^{-1}$$

Vypočtené otáčky je nadále nutno zkontrolovat vůči přípustným otáčkám oběžné dráhy ložiska podle empirického vztahu 6.12, kde d_L je dosazováno v milimetrech.

Přípustné otáčky oběžné dráhy ložiska

$$n_{dov} = \frac{40000}{d_L} \quad (\text{viz lit. (18)}) \quad (6.12)$$

$$n_{dov} = \frac{40000}{755}$$

$$n_{dov} = 52,98 \text{ min}^{-1}$$

Kontrola otáček

$$n_{dov} \geq n_{ol} \quad (6.13)$$

$$52,98 \text{ min}^{-1} \geq 1,154 \text{ min}^{-1}$$

Otáčky vyhovují.

6.2.2 Výpočet momentu pasivních odporů

Tento moment musí pohon překonávat během otáčení ložiska ustálenou rychlostí. Vzniká třením mezi oběžnou drahou ložiska a valivými tělisky a závisí tedy na zatížení ložiska, součiniteli valivého odporu ložiska a roztečném průměru valivých tělísek.

Do výpočtu vstupuje zatížení prostřednictvím reakcí, které byly spočteny v kapitole 6.1.1. Teoreticky by se tyto síly rozložily na všechna valivá těliska, pro zjednodušení výpočtu je však uvažováno s průměrnou hodnotou těchto reakcí.

Střední hodnota reakcí

$$R_{stř} = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (6.14)$$

$$R_{stř} = \frac{4,796 \cdot 10^5 + 3,992 \cdot 10^4}{2}$$

$$R_{stř} = 2,598 \cdot 10^5 N$$

Moment pasivních odporů

$$M_t = 2 \cdot \mu \cdot R_{stř} \cdot \frac{d_L}{2} \quad (6.15)$$

$$M_t = 2 \cdot 0,01 \cdot 2,598 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,755}{2}$$

$$M_t = 19,613 \cdot 10^2 Nm$$

Kde:

součinitel valivého odporu ... $\mu=0,01$. (viz lit. (4))

6.2.3 Vypočet parametrů pohonu otoče

K volbě motoru pohánějícího mechanismus je nejprve nutno určit potřebný výkon k překonání pasivních odporů podle vztahu 6.16.

Výkon k překonání pasivních odporů

$$P = M_t \cdot \omega_{ol} \quad (6.16)$$

$$P = 19,613 \cdot 10^2 \cdot 0,121$$

$$P = 236,988 W$$

Potřebný příkon motoru poté závisí na energetických ztrátách v převodovce a v převodu mezi zuby pastorku a ložiska. Tyto ztráty jsou zahrnuty v účinnosti převodovky a ozubení.

Celková účinnost převodu

$$\eta_c = \eta_p \cdot \eta_{oz} \quad (6.17)$$

$$\eta_c = 0,9 \cdot 0,99$$

$$\eta_c = 0,891$$

Kde:

účinnost převodovky ... $\eta_p=0,9$,

účinnost ozubení ... $\eta_{oz}=0,99$.

Potřebný příkon motoru

$$P_p = \frac{P}{\eta_c} \quad (6.18)$$

$$P_p = \frac{236,988}{0,891}$$

$$P_p = 265,980 W$$

Potřebné výstupní otáčky z převodovky

K určení výstupních otáček převodovky je zapotřebí nejprve stanovit parametry ozubeného převodu mezi ozubením ložiska a pastorkem, který je v ose motoru. Počet zubů ozubeného věnce z_2 je znám a jejich počet činí 98 zubů. Počet zubů pastorku z_1 byl zvolen 17. Ze vztahu 6.19 lze dále odvodit výraz 6.20 pro výstupní otáčky z převodovky.

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_2}{n_{ol}} \quad (6.19)$$

$$n_2 = \frac{z_2 \cdot n_{ol}}{z_1} \quad (6.20)$$

$$n_2 = \frac{98 \cdot 1,154}{17}$$

$$n_2 = 6,652 \text{ min}^{-1}$$

6.2.4 Volba motoru s převodovkou

Podle vypočtených parametrů byl zvolen převodový elektromotor firmy SEW Eurodrive s označením KF77 DRS 80M6BE5. Výkon motoru byl volen vyšší než potřebný vypočtený s ohledem na nečekané dynamické účinky během provozu. Tento pohon se skládá z kuželočelní převodovky velikosti KF77 a šestipólového elektromotoru se standardní účinností DRS80M6 vybaveného brzdou BE5, která slouží k aretaci pohonu. Základní údaje o tomto pohonu uvádí tab. 6.1.

Tab. 6.1 Parametry pohonu KF77 DRS 80M6BE5.

	Veličina	Hodnota veličiny	Jednotka
Jmenovitý výkon motoru	P_m	0,75	[kW]
Jmenovité otáčky motoru	n_m	915	[min ⁻¹]
Jmenovitý moment motoru	M_m	7,8	[N·m]
Poměr záběrového ku jmenovitému momentu	M_z/M_m	2	[-]
Záběrový moment motoru	M_{zab}	15,6	[N·m]
Moment setrvačnosti motoru	J_m	$21,5 \cdot 10^{-4}$	[kg·m ²]
Převodový poměr	i_p	135,28	[-]
Výstupní otáčky z převodovky	n_p	6,8	[min ⁻¹]
Výstupní krouticí moment z převodovky	M_p	1060	[N·m]
Moment setrvačnosti převodovky	J_p	$23,3 \cdot 10^{-4}$	[kg·m ²]
Moment brzdy	M_{br}	50	[N·m]
Hmotnost elektropřevodovky	m_{ep}	72,7	[kg]
Moment setrvačnosti pastorku	J_{pas}	$3,4 \cdot 10^{-2}$	[kg·m ²]

6.2.5 Výpočet celkového převodového poměru

Celkový převodový poměr vychází z dílčích převodových poměrů a to převodového poměru ozubení, který je vypočten podle rovnice 6.19 a převodového poměru zvolené převodovky. Tento údaj je důležitý k redukci setrvačných hmot k ose motoru během rozběhu.

Převodový poměr ozubení ložiska a pastorku

$$i_{oz} = \frac{z_2}{z_1} \quad (6.21)$$

$$i_{oz} = \frac{98}{17}$$

$$i_{oz} = 5,765$$

Celkový převodový poměr

$$i_c = i_p \cdot i_{oz} \quad (6.22)$$

$$i_c = 135,28 \cdot 5,765$$

$$i_c = 779,849$$

6.3 Výpočet doby rozběhu motoru

Pro volbu motoru mechanismu však není rozhodující zátěž při ustálené rychlosti, ale během rozběhu. Kdy motor mimo překonávání pasivních odporů také dochází k urychlování všech hmot rotujících kolem os manipulátoru a motoru.

Doba rozběhu vychází z rovnice 6.23, která udává vztah mezi záběrovým momentem motoru a inerními momenty hmot, jenž musí překonávat během rozběhu mechanismu.

$$M_{zab} = (M_t + M_{ir1}) \cdot \frac{1}{i_c \cdot \eta_c} + M_{ir2} \quad (\text{viz lit. (5)}) \quad (6.23)$$

Kde:

M_t ... moment pasivních odporů[N·m],

M_{ir1} ... moment inerních hmot rotujících kolem osy manipulátoru[N·m],

M_{ir2} ... moment inerních hmot rotujících kolem osy motoru[N·m],

i_c ... celkový převodový poměr [-],

η_c ... celková účinnost [-].

6.3.1 Moment inertních hmot rotujících kolem osy manipulátoru

Tento moment vychází z pohybové rovnice 6.24 pro rotační pohyb. Udává souvislost mezi setrvačnými momenty těles a úhlovým zrychlením.

$$M_{ir1} = (J_{man} + J_k) \cdot \varepsilon \quad (\text{viz lit. (5)}) \quad (6.24)$$

Kde:

J_{man} ... moment setrvačnosti manipulátoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$],

J_k ... moment setrvačnosti kontejneru k ose manipulátoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$],

ε ... úhlové zrychlení [s^{-2}].

Moment setrvačnosti manipulátoru

Moment setrvačnosti manipulátoru byl určen pomocí programu Solidworks 2013 a jeho hodnota činí:

$$J_{man} = 61,581 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Moment setrvačnosti kontejneru k ose manipulátoru

Ke stanovení tohoto momentu setrvačnosti byl kontejner zjednodušen na kvádr o rozměrech v_k , $š_k$ a l_k , kde tyto rozměry reprezentují dimenze 40' kontejneru. Tyto rozměry uvádí tabulka 6.2.

Tab. 6.2 Rozměry 40' ISO kontejneru velikosti AAA.

Délka 40' kontejneru	l_k	12,192	[m]
Výška 40' kontejneru	v_k	2,896	[m]
Šířka 40' kontejneru	$š_k$	2,438	[m]

Moment setrvačnosti kontejneru pak bude:

$$J'_k = \frac{1}{12} \cdot m_k \cdot (l_k^2 + š_k^2) \quad (6.25)$$

$$J'_k = \frac{1}{12} \cdot 40 \cdot 10^3 \cdot (12,192^2 + 2,438^2)$$

$$J'_k = 52,344 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Tento vypočtený moment setrvačnosti se však vztahuje k ose rotace procházející průsečíky uhlopříček ve dně a stropě kontejneru, proto se musí přepočítat na moment

setrvačnosti vzhledem k ose rotace manipulátoru pomocí Steinerovy věty, v případě že je kontejner naložen nerovnoměrně.

$$J_k = J'_k + m_k \cdot l_v^2 \quad (6.26)$$

$$J_k = 52,344 \cdot 10^4 + 40 \cdot 10^3 \cdot 0,5^2$$

$$J_k = 53,344 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Při rozběhu je předpokládán rovnoměrně zrychlený pohyb, proto lze uhlové zrychlení zapsat ve tvaru rovnice 6.27.

$$\varepsilon = \frac{\omega_{ol}}{t_r} = \frac{\pi \cdot n_{ol}}{30 \cdot t_r} = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot i_c \cdot t_r} \quad (6.27)$$

Kde:

n_m ... jmenovité otáčky motoru [min^{-1}],

t_r ... doba rozběhu [s^{-1}].

Po dosazení rovnice 6.27 do rovnice 6.24 vznikne vztah pro moment setrvačnosti inertních hmot rotujících kolem osy manipulátoru.

$$M_{ir1} = (J_{man} + J_k) \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot i_c \cdot t_r} \quad (6.28)$$

6.3.2 Moment inertních hmot rotujících kolem osy motoru

Tento moment opět vychází z pohybové rovnice rotačního pohybu. Moment zahrnuje setrvačnost motoru, převodovky a pastorku.

$$M_{ir2} = \left(J_m + J_p + \frac{J_{pas}}{\eta_p \cdot i_p} \right) \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_r} \quad (\text{viz lit. (5)}) \quad (6.29)$$

Kde:

J_m ... moment setrvačnosti motoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$],

J_p ... moment setrvačnosti převodovky [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$],

J_{pas} ... moment setrvačnosti pastorku [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$],

n_m ... jmenovité otáčky motoru [min^{-1}].

Po dosazení rovnic 6.28 a 6.29 do rovnice 6.23 vznikne vztah pro odvození hledané doby rozběhu otáčecího mechanismu.

$$M_{zab} = \left[M_t + (J_{man} + J_k) \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot i_c \cdot t_r} \right] \cdot \frac{1}{i_c \cdot \eta_c} + \left(J_m + J_p + \frac{J_{pas}}{\eta_p \cdot i_p} \right) \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_r}$$

Doba rozběhu otáčecího mechanismu

$$t_r = \frac{\left[\frac{(J_{man} + J_k)}{i_c^2 \cdot \eta_c} + J_m + J_p + \frac{J_{pas}}{\eta_p \cdot i_p} \right] \cdot \pi \cdot n_m}{30 \cdot \left(M_{zab} - \frac{M_t}{i_c \cdot \eta_c} \right)} \quad (6.30)$$

$$t_r = \frac{\left[\frac{(61,581 \cdot 10^3 + 53,344 \cdot 10^4)}{779,849^2 \cdot 0,891} + 21,5 \cdot 10^{-4} + 23,3 \cdot 10^{-4} + \frac{3,4 \cdot 10^{-2}}{0,9 \cdot 135,28} \right] \cdot \pi \cdot 915}{30 \cdot \left(15,6 - \frac{19,613 \cdot 10^2}{779,849 \cdot 0,891} \right)}$$

$$t_r = 4,135 \text{ s}$$

Kde:

n_m ... jmenovité otáčky motoru [min^{-1}].

7. Návrh rozměrů závěsných kladek

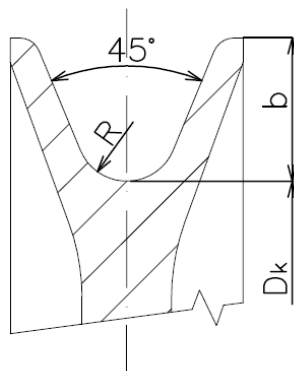
Výpočet rozměrů kladky vychází z průměru použitého lana. Pro zdvihací zařízení se používají lana klasických konstrukcí a souběžných konstrukcí (Seal, Filler a Warrington). Samotným výpočtem a volbou vhodného lana pro zdvihadla a jeřáby se zabývají normy ČSN ISO 4308 a ČSN EN 12385. První norma používá k výpočtu maximální hodnotu zatěžující síly působící na lano a tzv. součinitel výběru lana, který je závislý zejména na součiniteli bezpečnosti lana (dán klasifikací zdvihacího mechanismu) a minimální pevnosti drátu v tahu.

Druhá ze zmíněných norem při volbě průměru lana vychází z minimální síly, kdy dojde k přetržení lana, stupni lana a empirickém koeficientu závislejícím na konstrukci lana a duše.

Zatěžující síla v laně, která je součástí výpočtu podle obou norem se získává z pracovního zatížení rozloženého do příslušného počtu nosných průřezů v závislosti na počtu kladek a jejich účinnosti. Podle příslušných postupů byl zadán průměr použitých lan.

Průměr použitých lan

$$d_{ln} = 26 \text{ mm.}$$



Obr. 7.1 Schéma rozměrů kladky [22].

Teoretický průměr kladky

Teoretický minimální průměr klady (měřeno od osy lana) se stanovuje podle vztahu 7.1 a je závislý na průměru lana a druhu provozu, který zastupuje součinitel provozu a druhu kladky α pro těžký provoz a vodící kladky je jeho hodnota 24.

$$D_{min} = d_{ln} \cdot \alpha \quad (\text{viz lit. (6)}) \quad (7.1)$$

$$D_{min} = 26 \cdot 24$$

$$D_{min} = 624 \text{ mm}$$

Kde:

$$\text{součinitel provozu a druhu kladky } \dots \alpha=24, \quad (\text{viz lit. (6)})$$

Průměr dna drážky se pak vybírá z normalizované řady rozměrů. Nejbližší vhodný průměr z této řady:

$$D_k = 630 \text{ mm}.$$

Poloměr křivosti drážky

$$R = (0,53 \div 0,56) \cdot d_{ln} \quad (\text{viz lit. (6)}) \quad (7.2)$$

$$R = 0,53 \cdot 26$$

$$R = 13,78 \text{ mm}$$

Hloubka drážky kladky

Pro průměry lana větší než 16 mm platí pro určení hloubky drážky vztah 7.3.

$$b = (3 \div 3,5) \cdot R \quad (\text{viz lit. (6)}) \quad (7.3)$$

$$b = 3 \cdot 13,78$$

$$b = 41,34 \text{ mm}$$

Zvolené zaokrouhlené rozměry kladky, vycházející vypočtených jsou uvedeny v tabulce 7.1.

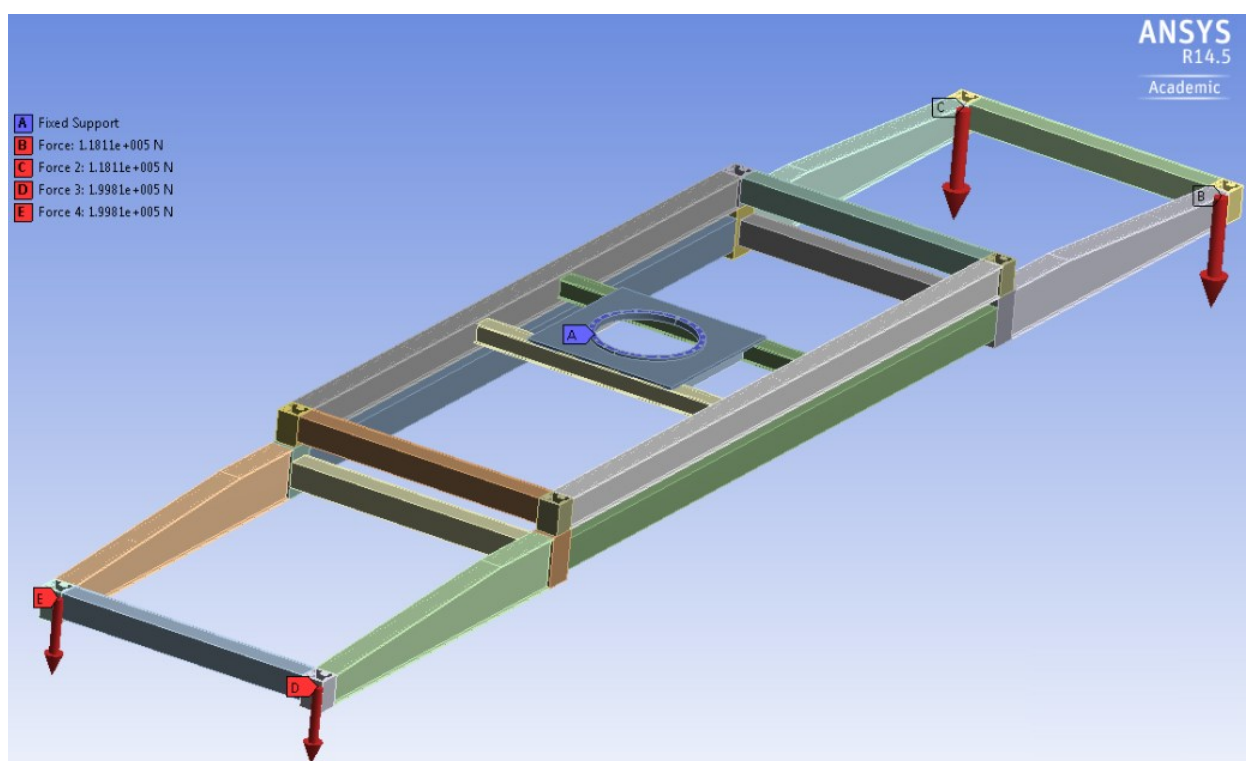
Tab. 7.1 Rozměry závěsných kladek.

Průměr kladky	710	[mm]
Poloměr křivosti drážky	14	[mm]
Hloubka drážky	40	[mm]
Průměr dna drážky	630	[mm]
Úhel drážky	45	[deg]

8. Statická kontrola 20' a 40' rámu pomocí MKP

K podrobení modelu rámu statické analýze byl model zbaven všech součástí., které nepřenášejí zatížení a komplikovaly by výpočet, jako jsou například šrouby, aktuátory, krycí plechy, čepy, uchopovací zámky a velkorozměrové ložisko atd. Poté byly na model aplikovány okrajové podmínky.

První okrajovou podmínkou je fixní podpora aplikovaná na plochu, na které je přichycena oběžná dráha velkorozměrového axiálního ložiska s ozubením k 20' rámu manipulátoru. Tato vazba tak simuluje uchycení rámu ke statické části manipulátoru.



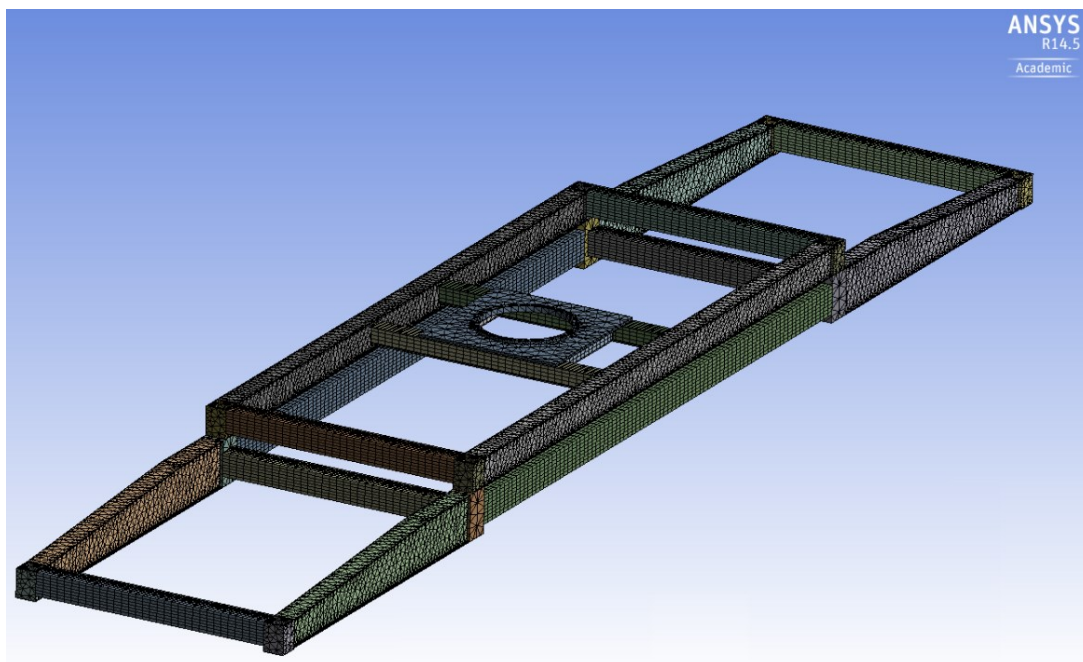
Obr. 8.1 Výpočtový model s okrajovými podmínkami [26].

Dalšími okrajovými podmínkami jsou působící síly způsobené vlivem hmotnosti manipulátoru a kontejneru. Vyosení působíště tíhy kontejneru vůči ose manipulátoru v případě jeho nerovnoměrného naložení do výpočtu zahrnují reakce, které vycházejí z náhradního modelu.

Náhradní model nahrazuje manipulátor nosníkem na dvou podporách, na něž působí síly vyvolané zmíněným zatížením a způsobují v podporách reakční síly. Výsledné reakce jsou zobrazeny na obr. 8.1 červenými šipkami. Tyto síly jsou aplikovány na plochy, kde se zatížení přenáší ze zámku na rám.

Vytvoření sítě (Meshing)

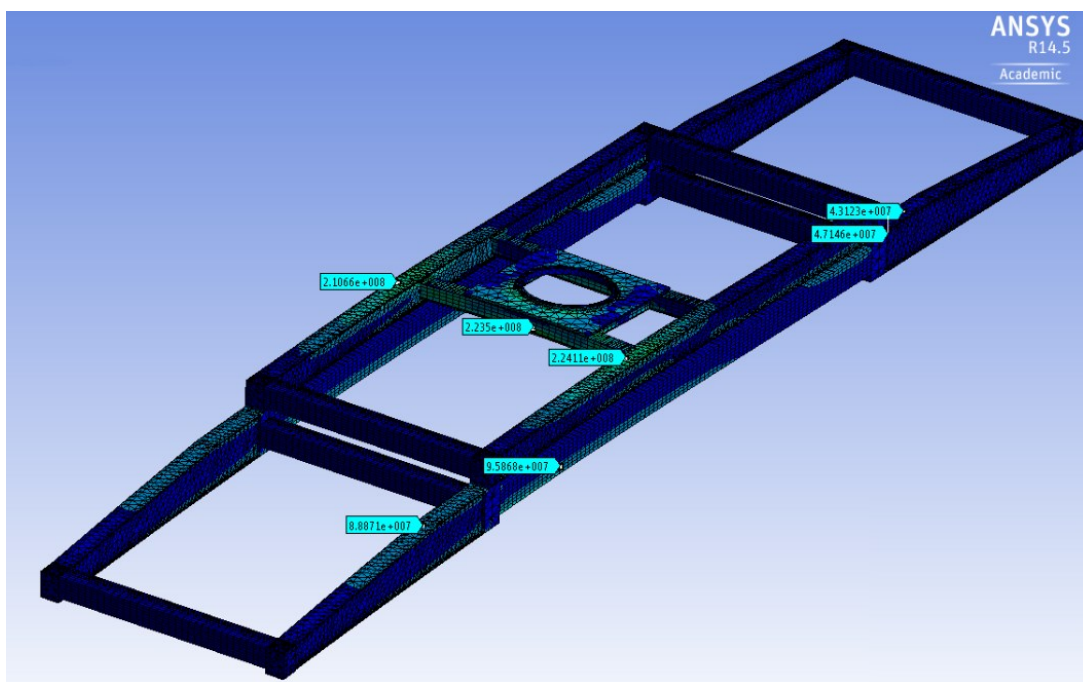
Vytvořená síť (obr. 8.2) se skládá z 94 454 čtyřstěnných (Tetrahedrons) elementů o velikosti 65 mm spojených ve 252 753 bodech.



Obr. 8.2 Vytvořená síť [26].

Výsledné ekvivalentní napětí

Na obr. 8.3 je znázorněn průběh napětí vzniklého vlivem působících zatížení. Maximální ekvivalentní napětí je rovno 326,3 MPa a je zobrazeno zelenou barvou.



Obr. 8.3 Průběh vzniklého napětí [26].

9. Závěr

Výsledkem této diplomové práce je návrh manipulátoru ke zdvímání 20' a 40' ISO kontejnerů, který pracuje při teplotách v rozmezí od $+40^{\circ}$ až -40° . Od tohoto požadavku se odvíjí použitý materiál, jenž je nelegovaná jakostní jemnozrnná ocel pro nízké teploty P355NL2. Konstrukce manipulátoru je složena ze tří částí a to ze statického rámu zavěšeného ocelovými lany na jeřáb pomocí čtyř kladek, dále 20' rámu s točnicí a adaptérového rámu pro manipulaci se 40' kontejnery.

Práce začíná rešerší, která uvádí základní informace o ISO kontejnerech a dále pokračuje shrnutím způsobů manipulace s 20' a 40' ISO kontejnery, které se v současnosti používají a také jsou zde popsány aplikace těchto způsobů v praxi. Následná kapitola nastiňuje výchozí rozměry pro návrh manipulátoru dle normy ČSN ISO 668 a obsahuje popis základních dílů manipulátoru s výběrem materiálu použitých při návrhu rámu a součástí.

Následuje výpočtová část práce, ve které je nejprve řešen zamykací mechanismus. Nejprve jsou zde popsány základní varianty otáčení uchopovacích zámků a následná zvolená varianta. K otáčení zámky byl vybrán lineární aktuátor firmy LINAK typové řady LA36 s označením 36 120 150 0 P 00 B A 1 1 1 F 3 350 0 H 0 0. Tento aktuátor v případě působení předpokládané odporové síly 2325 N dokáže zámkem otočit za požadované 4 s, aktuátor je však možno zatížit až silou 2600 N, při níž zámkem otočí za 4,2 s což lze pokládat za vyhovující. V případě působení minimálních odporů pouze z tření na styčných plochách během otáčení, proběhne uzamčení/odemčení za 3,3 s.

Další kapitola výpočtové části je věnována návrhu otáčecího mechanismu, kde bylo zvoleno velkorozměrové jednořadé kuličkové axiální ložisko s vnějším ozubením firmy IMO o roztečném průměru valivých těles 755 mm a označením 11-25 0755/1-04140. Následně bylo vypočteno zatížení působící na ložisko a tato zátěž byla porovnána s jeho únosností. Ložisko pracuje se statickou bezpečností $s_0=4,197$.

Po zvolení ložiska následoval výpočet potřebného výkonu motoru při ustáleném chodu z momentu pasivních odporů a potřebných otáček ložiska, které vycházejí z požadované doby otočení $t_{ot}=13$ s o úhel $\varphi_{ot}=90^{\circ}$ - původní zadaná doba pootočení byla po dohodě snížena, jelikož při původní rychlosti otáčení by bylo nutno zvolit pohon s dvěma převodovkami což je z ekonomických důvodů nežádoucí.

Podle získaných parametrů byl zvolen převodový elektromotor KF77 DRS 80M6BE5 s brzdou od firmy SEW Eurodrive o jmenovitém výkonu 0,75 kW. Výkon motoru byl navýšen z původní vypočtené hodnoty zejména kvůli rozběhu otáčecího mechanismu a nečekaným dynamickým účinkům během provozu. Následně byla spočtena i doba rozběhu mechanismu, která činí 4,135 sekundy.

Předposlední kapitola je věnována volbě rozměrů kladek, na kterých je manipulátor zavěšen. Tyto rozměry vycházejí z průměru ocelového lana.

V závěru práce byla provedena statická analýza navrženého manipulátoru pomocí metody konečných prvků. Všechna výsledná napětí vyhovují mezi kluzu zvoleného materiálu. Velikost prvku byla zvolena 65 mm, tato hodnota je poměrně velká, ovšem z důvodu omezení počtu uzlů ve studentské verzi programu ANSYS 14,5 je toto nejmenší hodnota velikosti prvku, na kterou bylo možno model rozdělit.

Ve výkresové části práce byl zhotoven sestavný výkres manipulátoru, dále výkres svařence 40' rámu a výrobní výkres uchopovacího zámku.

Poděkování

Na závěr bych rád poděkoval panu doc. Ing. Leopoldu Hrabovskému, Ph.D. a panu Ing. Michalu Komárkovi za poskytnutí cenných rad a připomínek, které mi pomohly při vypracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za podporu v průběhu studia.

Seznam použitých zdrojů

Seznam použité literatury

- (1) DANĚK, Jan. *Logistika*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - TU, 2004, 187 s. ISBN 80-248-0705-X.
- (2) ČSN ISO 668. *Kontejnery řady 1 - Třídění, rozměry a brutto hmotnosti*. Český normalizační institut, Únor 2007.
- (3) ČSN ISO 3874. *Kontejnery řady 1 - Manipulace a fixace*. Český normalizační institut, Září 1999.
- (4) DRAŽAN, František a Ladislav KRUPKA. *Jeřáby*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968, 661 s.
- (5) PAVLIŠKA, Jiří a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s. ISBN 80-248-0537-5.
- (6) GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988. ISBN 55-517- 88.
- (7) KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

Seznam použitých internetových zdrojů

- (8) LITOMYSKÝ, Petr. Litomysky. [online]. 2005 [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.litomysky.cz/drahy/kontrozm.htm>
- (9) STG trade. [online]. 2014 [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.stgtrade.cz/technologicke-kontejnery/>
- (10) Timars - Container spreader. In: [online]. 2014 [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.timars.se/container_spreader.htm
- (11) Bromma Conquip. [online]. 2014 [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.bromma.com/show.php?id=1192542>
- (12) ELME Spreaders. [online]. 2014 [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.elme.com/products.htm>
- (13) CONTSYSTEM. In: [online]. 2014 [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.contsystem.cz/cz/prekladace-kontejneru-steelbro/>
- (14) Kalmar UK: Container Handling Equipment. [online]. 2014 [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.kalmarind.co.uk/pages/container-handling.php>

- (15) Terex - port solutions. [online]. 2014 [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.terex.com/port-solutions/en/products/new-equipment/index.htm>
- (16) Liebherr. [online]. 2014 [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.liebherr.com/MCP/en-GB/default_mcp.wfw/measure-metric
- (17) Linak.cz. [online]. 2014 [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: http://www.linak.cz/corporate/pdf/english/data%20sheet/linear%20actuator_la36_data%20sheet_eng.pdf
- (18) Goimo.com. [online]. 2014 [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: http://www.goimo.com/uploads/tx_ffimodlCenter/IMO_DV313D_DE.pdf

Seznam použitých obrázků

- [1] Containerauction.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://containerauction.com/images/container_assembly.jpg
- [2] Obytnekontejnery.cz. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.obytnekontejnery.cz/prepravni%20kontejnery/index.html>
- [3] Containerstrade.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.containerstrade.com/en/containers/juras-konteineri/20-pedu-open-top-konteineri/20-pedu-open-top-jauns>
- [4] Portuguese.alibaba.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://portuguese.alibaba.com/product-gs/20-hc-dry-bulk-container-50571290.html>
- [5] Metodoassessoria.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.metodoassessoria.com.br/capa.asp?idpagina=230>
- [6] Made-in-china.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://image.made-in-china.com/2f0j00iCpTBMjaZZrS/Tank-Container.jpg>
- [7] Tiedownsdirect.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.tiedownsdirect.com.au/products/Clevis-Self-locking-Hook-10mm.html>
- [8] Intercon1978.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://intercon1978.com/tigrip-clamping/tco-tcu-series-container-lifting-lugs/>
- [9] Prestar-lifting.cz. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.prestar-lifting.cz/manipulator-na-kontejnery-mechanicky.html>
- [10] Bromma.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.bromma.com/source.php/1298496/BROMMA_yard.pdf
- [11] Bromma.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.bromma.com/source.php/1182835/Mobile_Equipment_Web.pdf

- [12] Bromma.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.bromma.com/source.php/1524226/BROMMA_catalog_ship-to-shore_2CS4_.pdf
- [13] Terex.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.terex.com/port-solutions/en/products/new-equipment/ship-to-shore-cranes/index.htm>
- [14] Porttechnology.org. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.porttechnology.org/news/chilean_port_to_receive_new_mobile_harbour_crane_from_demag_cranes_ag#.UzV9afl5OyQ
- [15] Liebherr.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.liebherr.com/MCP/de-DE/products_mcp.wfw/id-11607-0/measure-metric
- [16] Bagry.cz. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://bagry.cz/cze/clanky/recenze/mobilni_prekladac_liebherr_lrs_645_odlisnost_ma_sve_duvody
- [17] Liebherr.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.liebherr.com/MCP/de-DE/products_mcp.wfw/id-19162-0/measure-metric
- [18] Terex.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.terex.com/port-solutions/en/about-us/news/UCM03_069210.html
- [19] Terex.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.terex.com/port-solutions/en/products/new-equipment/lift-trucks/index.htm>
- [20] Hyster.com. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.hyster.com/emea/en-gb/product-range/product-overview/container-handlers/4-high-empty-container-handlers/>
- [21] Directindustry.com. [online]. [cit. 2014-03-28]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/steelbro/lightweight-self-loading-container-trailers-sidelifter-13909-43084.html>
- [22] Obrázek vytvořen autorem pomocí programu Autodesk AutoCAD 2013.
- [23] Linak.cz. [online]. 2014 [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: http://www.linak.cz/corporate/pdf/english/data%20sheet/linear%20actuator_la30_data%20sheet_eng.pdf
- [24] Linak.cz. [online]. 2014 [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: http://www.linak.cz/corporate/pdf/english/data%20sheet/linear%20actuator_la36_data%20sheet_eng.pdf

- [25] Goimo.com. [online]. 2014 [cit. 2014-05-25]. Dostupné z:
http://www.goimo.com/uploads/tx_ffimodlCenter/IMO_DV313D_DE.pdf
- [26] Obrázek vytvořen autorem pomocí programu Ansys Workbench 14.5.
- [27] Obrázek vytvořen autorem pomocí programu Solidworks 2013.

Seznam výkresové dokumentace

Sestavný výkres manipulátoru	BOB0003-00
Výkres svařované konstrukce 40' rámu	BOB0003-01-01
Výrobní výkres uchopovacího zámku	BOB0003-0001